

**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Konstrukční návrh kombinované lžíce**

**Design of Combination Bucket**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**2018**

**Matěj KOUBEK**

**Studijní program:** B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

**Studijní obor:** 2301R000 Studijní program je bezoborový

**Vedoucí práce:** Ing. František Starý

# ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Koubek** Jméno: **Matěj** Osobní číslo: **456364**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**  
Studijní program: **Teoretický základ strojínského inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Konstrukční návrh kombinované lžice**

Název bakalářské práce anglicky:

**Design of Combination Bucket**

Pokyny pro vypracování:

Na základě rešerše provedte návrh kombinované lžice. Lžice bude určena pro kompaktní kolový nakladač. Lžice bude nasazena na 'Attachment quick coupler'. Proveďte rozbor kinematiky poloh lžice pro její správnou funkci. Na základě silového rozboru proveďte návrh čepů pro uchycení hydromotoru. Dále navrhnete čep otevírání lžice. Navrhnete šroubový spoj pro uchycení břitu. Vytvořte zjednodušený 3D model zařízení a vytvořte 2D výkres sestavy.

Seznam doporučené literatury:

BOLEK, Alfred. Části strojů. Praha: ČSAV, 1963.  
ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů /: spoje a části spojovací. Vyd. 3. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. František Starý, ústav konstruování a částí strojů FS**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

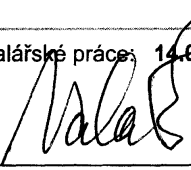
Datum zadání bakalářské práce: **12.04.2018**

Termín odevzdání bakalářské práce: **14.06.2018**

Platnost zadání bakalářské práce: \_\_\_\_\_

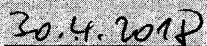
  
Ing. František Starý  
podpis vedoucí(ho) práce

  
prof. Ing. Vojtěch Dynbyl, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

  
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

  
Datum převzetí zadání

  
Podpis studenta

## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Konstrukční návrh kombinované lžice“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Františka Starého, s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze \_\_\_\_\_

Matěj Koubek \_\_\_\_\_

## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji vedoucímu své bakalářské práce panu Ing. Františku Starému za odborné vedení, ochotu a cenné konzultace při vypracování bakalářské práce.

Dále děkuji všem kolegům z firmy Doosan Bobcat za veškeré rady a vstřícnost.

## ANOTAČNÍ LIST

|                       |  |
|-----------------------|--|
| Jméno autora:         | Matěj Koubek   |
| Název BP:             | Konstrukční návrh kombinované lžíce  |
| Anglický název:       | Design of Combination Bucket   |
| Rok:                  | 2018   |
| Studijní program:     | B2342 Teoretický základ strojního inženýrství  |
| Obor studia:          | 2301R000 Studijní program je bezoborový  |
| Ústav:                | Ústav konstruování a částí strojů  |
| Vedoucí BP:           | Ing. František Starý   |
| Bibliografické údaje: | počet stran 45   |
|                       | počet obrázků 32   |
|                       | počet tabulek 6  |
|                       | počet příloh 1   |
| Klíčová slova:        | kombinovaná lžíce, lžíce 4v1, víceúčelová lžíce, kolový nakladač   |
| Keywords:             | combination bucket, 4v1 bucket, multipurpose bucket, wheel loader  |
| Anotace:              | Obsahem této bakalářské práce je rešerše kombinovaných lžic a kolových nakladačů a využití získaných poznatků k návrhu kombinované lžíce. Zadávatel práce je firma Doosan Bobcat EMEA s.r.o.         |
| Abstract:             | This bachelor's thesis analyzes combination buckets for wheel loaders on the market. Results of the research are used to design a combination bucket. Task was assigned by Doosan Bobcat EMEA s.r.o. |

# OBSAH

|          |  |           |
|----------|--|-----------|
| <b>1</b> | <b>Úvod .....</b>  | <b>1</b>  |
| <b>2</b> | <b>Rešerše kombinovaných lžic .....</b>                              | <b>2</b>  |
| 2.1      | Použití.....   | 2         |
| 2.2      | Pracovní polohy.....   | 4         |
| 2.2.1    | Poloha uzavřená.....   | 4         |
| 2.2.2    | Poloha pro škrábání/hrnutí.....                                      | 4         |
| 2.2.3    | Poloha pro urovnávání/zasypávání.....                                | 5         |
| 2.2.4    | Poloha pro drapání.....  | 5         |
| 2.3      | Kombinované lžice pro kolové nakladače na trhu .....                 | 6         |
| 2.3.1    | CAT víceúčelová lžice pro CAT 906M .....                             | 6         |
| 2.3.2    | Volvo víceúčelová lžice pro Volvo L25H .....                         | 6         |
| 2.3.3    | Craig Manufacturing .....  | 7         |
| <b>3</b> | <b>Konstrukční cíle .....</b>  | <b>8</b>  |
| <b>4</b> | <b>Návrh bočního profilu lžice .....</b>                             | <b>9</b>  |
| 4.1      | Odvození přibližného obsahu bočního profilu .....                    | 9         |
| 4.2      | Návrhový tvar pro určení přibližných rozměrů .....                   | 10        |
| 4.3      | Zdokonalený tvar a objem.....  | 11        |
| <b>5</b> | <b>Rozložení pohyblivé a pevné části lžice .....</b>                 | <b>12</b> |
| 5.1      | Zvolení hlavního bodu otáčení a bodu uchycení válce hydromotoru..... | 13        |
| 5.2      | Určení délky hydromotoru.....  | 14        |
| 5.3      | Vytvoření pohyblivé a pevné části lžice .....                        | 15        |
| <b>6</b> | <b>Silová analýza.....</b>   | <b>16</b> |
| 6.1      | Vytvoření „haldy“ podle ISO 7546:1983 .....                          | 16        |
| 6.2      | Definování těžiště „haldy“ jílu.....                                 | 17        |
| 6.3      | Výpočet gravitační síly od „haldy“ .....                             | 18        |
| 6.4      | Výpočet ramen sil.....   | 18        |
| 6.4.1    | Rameno síly hydromotoru .....  | 19        |
| 6.4.2    | Rameno gravitační síly .....   | 20        |
| 6.5      | Výpočet nejvyšší síly na hydromotor .....                            | 23        |
| <b>7</b> | <b>Návrh rozměrů hydromotoru.....</b>                                | <b>24</b> |

|           |  |           |
|-----------|--|-----------|
| <b>8</b>  | <b>Návrh čepových spojů.....</b>                       | <b>25</b> |
| 8.1       | Návrh čepů hydraulického motoru .....                  | 25        |
| 8.2       | Návrh čepu otevírání lžíce .....                       | 28        |
| <b>9</b>  | <b>Návrh šroubových spojů pro uchycení břitů .....</b> | <b>31</b> |
| 9.1       | Břit na přední straně lžíce .....                      | 31        |
| 9.2       | Břit pro hrnutí půdy.....                              | 33        |
| 9.3       | Břit na urovnávání půdy .....                          | 37        |
| <b>10</b> | <b>Závěr .....</b>                                     | <b>38</b> |

# 1 Úvod

V bakalářské práci se zabývám konstrukčním návrhem kombinované lžíce, která slouží k urovnávání zeminy, přenosu klád, či kamenů úchytem, nebo přesunu určitého objemu sypké látky.

Zařízení, které mám za cíl navrhnout, je určeno pro kompaktní kolový nakladač firmy Doosan Bobcat EMEA s.r.o., a jeho návrh musí korespondovat s vnitřními předpisy firmy. Dalším kritériem návrhu je konkurenceschopnost, což v mém případě znamená, že s určenou šířkou musí dosahovat objemu lžic dodávaných konkurenčními firmami.

Součástí návrhu je základní kinematika, kde jsem omezen hydraulickým tlakem, který dokáže daný stroj dodávat.

Cílem práce je navrhnout rozměry bočního profilu, usadit do něj navržený hydromotor a definovat základní kinematiku kombinované lžíce. Následně vytvořit silovou analýzu lžíce a zkontrolovat její objem dle ISO 7546:1983. Poté navrhnout čepy hydromotoru a lžíce a šroubová spojení břitů pro navrhnuté zatížení.



## 2 Rešerše kombinovaných lžic

Kombinovaná lžice, někdy nazývána jako lžice 4v1 nebo lžice víceúčelová, je díky rozsáhlému spektru použití ideální pro širokou škálu stavebních, terénních, průmyslových a demoličních aplikací. [1]

### 2.1 Použití

Kombinovaná lžice je multifunkční pomocné zařízení, které mimo jiné nahrazuje funkci nakladačové lžice, radlice a drapáku. Lze ji využít k nabírání zeminy, skrývkování, hrnutí, manipulaci s kusovým materiálem či planýrování. [2]

Výčet většiny funkcí můžeme vidět na Obr. 1.

Škrábání se využívá k narušení struktury zemin a jejich následnému přenosu. Pro těžební účely se pro tuto funkci používají dedikované stroje, scrapery (česky skrejpry), jejich nevýhodou je omezená, až znemožněná funkčnost při operování s vlhkou půdou a vysoké pořizovací náklady. [3]

Výhodou kombinované lžice je možnost vysypání zeminy rozevřením lžice. Standardní lžice jsou v tomto ohledu více omezeny výškou, do které mohou obsah lžice vyložit, protože úhel vysypání je omezen kinematikou stroje. [1]

Možnost uchopit velké, tuhé předměty odebírá potřebu dalšího specializovaného nástroje, clampu a grabberu. Nejčastější využití této funkce je přesun klád či kamenů. [1]

Při správné konstrukci lze kombinovanou lžicí využít rovněž ke kopání. Zavřenou lžicí je možné nabírat různé druhy materiálů, od štěrku po zpevněnou půdu. [1]

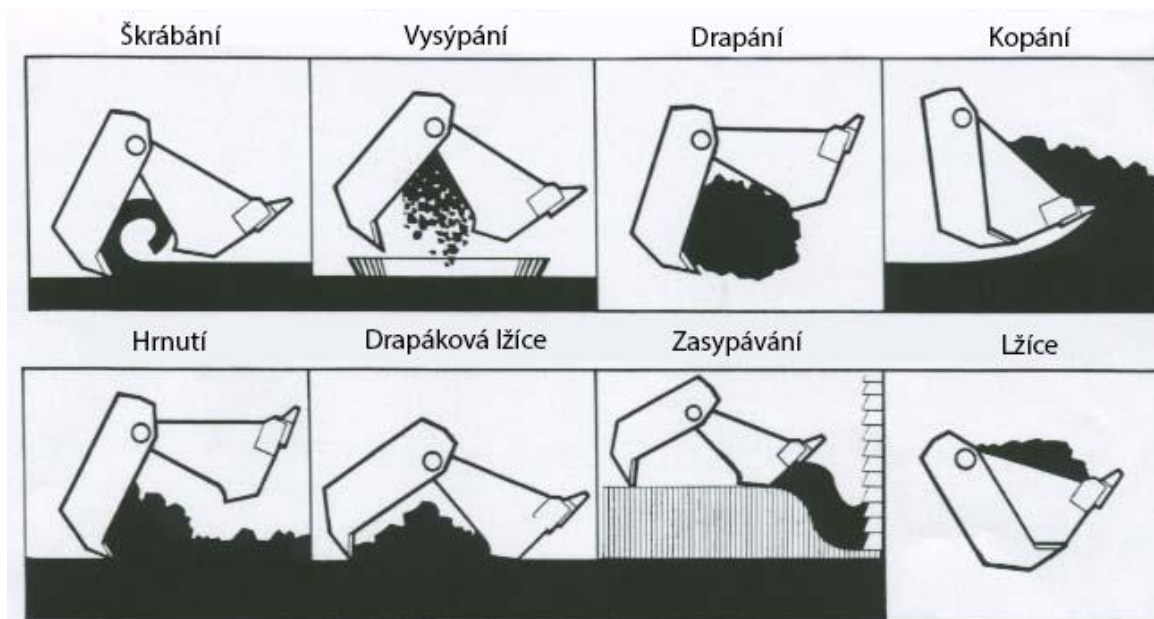
Dalším nahrazeným strojem je shrnovač, známěji buldozer. Při nastavení radlice kolmo ke směru jízdy urovnává terénní nerovnosti nebo přesunuje (hrne) zeminu na krátké vzdálenosti. V průběhu shrnování lze nastavovat výšku (hloubku) hrnutí. [2]

Máme-li k dispozici pouze nakladač, ale potřebujeme rypadlo (exkavátor), je kombinovaná lžice opět ideálním řešením. Při spojení pracovní polohy stroje určené pro vysypání a možnosti zavírat přední část lžice, máme nástroj schopný do určité míry konat činnost rypadla či drapáku. [1]

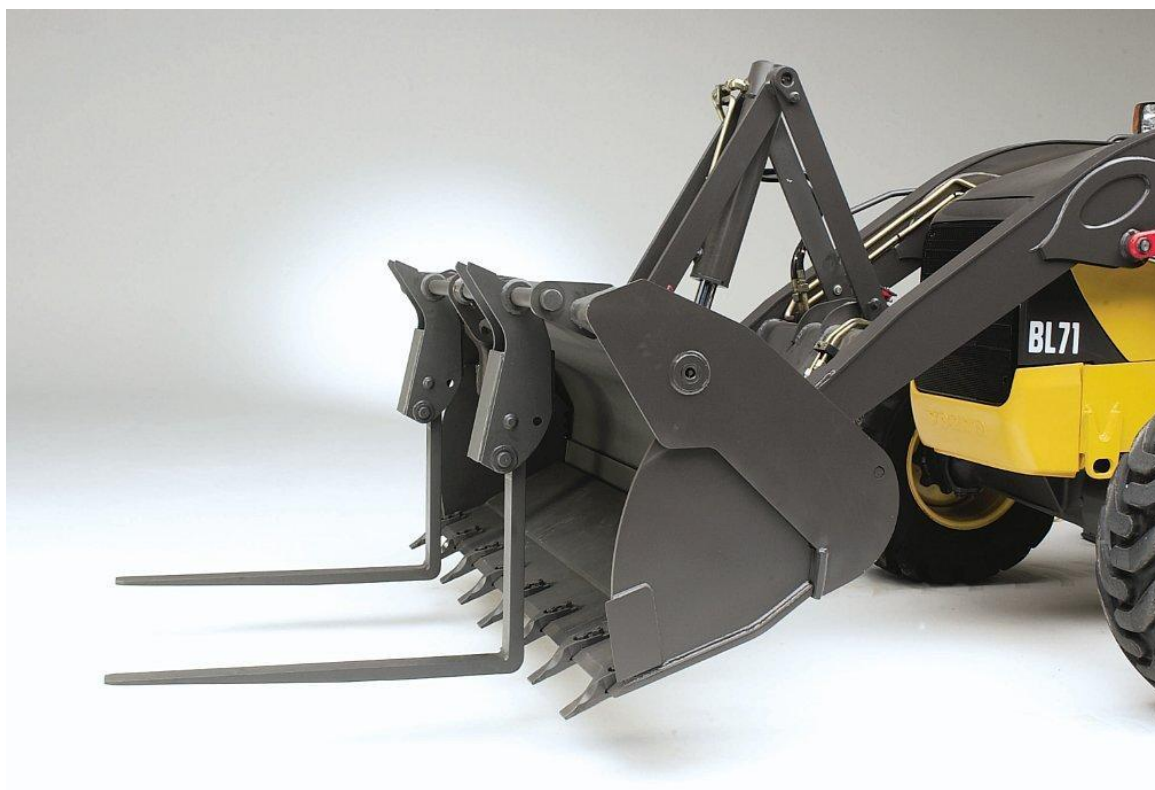
Rovnoměrné zasypávání a zhutňování půdy je činnost, která je se standardní lžicí velice obtížná nejen z hlediska kinematiky, ale také kvůli špatné viditelnosti. [4]

Pokud lžicí zavřeme, je bez omezení použitelná na převážení velkého množství materiálů od sněhu a písku, přes štěrk a jíl až po kamení. [5]

V neposlední řadě můžeme zvýšit efektivitu připojením paletových vidlí přímo na lžici, bez nutnosti jejího odebrání. Tato funkce je často používána v zemědělství při nakládání sena a je zobrazena na Obr. 2. [5]



Obr. 1.: Funkce kombinované lžíce



Obr. 2.: Vidle připojené na kombinovanou lžici

Každá ze tří hlavních ploch může být osazena výměnným nebo navařeným břitem, některé s možností našroubování zubů. Výhodou břitu je lepší kvalita urovnané půdy, naproti tomu díky přítomnosti zubů lze narušovat zpevněné struktury, pro jejichž narušení by bylo nutné použít jiné nástroje. [6]

## 2.2 Pracovní polohy

### 2.2.1 Poloha uzavřená

V této poloze jsou oba písty vysunuty, břity se setkají a lžíci utěsní (Obr. 3).



Obr. 3.: Uzavřená poloha

### 2.2.2 Poloha pro škrábání/hrnutí

Při vysunutí hydraulických motorů do horní úvratě, naklopení břitu kolmo k zemi a přiblížení lžíce k zemi získáváme radlici. Nevýhodou oproti specializovaným nástrojům je omezená viditelnost činnosti (Obr. 4).



Obr. 4.: Poloha pro hrnutí



### 2.2.3 Poloha pro urovnávání/zasypávání

Hydraulické válce jsou jako v minulé poloze plně vysunuty, avšak lžíce je natočena dopředu a břit otevřené části se dotýká země. V tuto chvíli se může nakladač pohybovat dopředu a tlačenu hlínou urovnávat rovinu, nebo couvat a provádět stejnou činnost zeminou, kterou pod lžicí odebírá (Obr. 5).



*Obr. 5.: Poloha pro zasypávání*

### 2.2.4 Poloha pro drapání

V této pracovní poloze jsou hydraulické motory lžíce zasunuté a hydraulická kapalina se je snaží vysunout, přičemž vytváří tlak na sevřený objekt, popřípadě zavírá lžicí (Obr. 6).



*Obr. 6.: Poloha pro drapání*

## 2.3 Kombinované lžíce pro kolové nakladače na trhu

Největšími zástupci mezi firmami vytvářejícími nástroje na své stroje jsou firmy Bobcat, Caterpillar a Volvo. Stroje a velikosti lžic jsou vybrány tak, aby typem a velikostí odpovídaly připravovanému stroji firmy Bobcat a mnou konstruované lžíci.

### 2.3.1 CAT víceúčelová lžíce pro CAT 906M

Firma Caterpillar dodává všechny druhy doplňků pro své stroje a kombinovaná lžíce není výjimkou. Je možné si vybrat mezi navařeným břitem, břitem připojeným pomocí šroubového spoje nebo se zuby na navařeném břitu.

Objemy dodává v rozmezí 0,6 až 0,9 m<sup>3</sup> se šířkou 1784 až 2080 mm. Váha se pohybuje mezi 310 až 590 kg. Obecně je Caterpillar největší výrobce zemních strojů a strojů pro těžební průmysl, a ve spojitosti s kvalitními výrobky se stal také jedním z nejznámějších. Dále si můžeme na Obr. 7 všimnout malých štítů nad hydromotory, které je chrání před znečištěním. [7]



*Obr. 7.: Víceúčelová lžíce firmy Caterpillar*

### 2.3.2 Volvo víceúčelová lžíce pro Volvo L25H

Volvo při vytváření tohoto nástroje zvolilo jinou taktiku, každý kolový nakladač má vlastní kolekci lžic, které jsou pro něj určeny. Mnou zvolený stroj L25H má objem 0,8 m<sup>3</sup> a šířku 1800 mm. Z obrázku Obr. 8 můžeme vidět, že jde o přivařený břit s možností připevněných zubů. [8]



*Obr. 8.: Víceúčelová lžíce firmy Volvo*

### 2.3.3 Craig Manufacturing

Mezi zástupci firem vyrábějících pouze nástroje se firma Craig Manufacturing řadí na vysoké příčky. Ačkoliv vytváří pouze jeden typ kombinované lžíce, pro širší uplatnění na trhu jej prodává v různých variantách upevnění na stroj. Objemově dosahuje  $0,75 \text{ m}^3$  s šířkou  $1800 \text{ mm}$ . Dodává se pouze verze s výměnným břitem bez možnosti přidání zubů (Obr. 9). [9] [10]



*Obr. 9.: Kombinovaná lžíce firmy Craig Manufacturing*

### 3 Konstrukční cíle

Při návrhu kombinované lžíce jsem byl omezen parametry popsány v Tab. 1.

*Tab. 1.: Konstrukční cíle*

|  |  |
|--|--|
| Šířka nástroje                           | 1880 mm                                  |
| Výška nástroje                           | < 800 mm                                 |
| Délka nástroje                           | < 800 mm                                 |
| Délka nosné plochy pohyblivé části lžíce | < 500 mm                                 |
| Maximální úhel otevření                  | > 60°                                    |
| Počet hydromotorů                        | 2  |
| Objem                                    | > 0,65 m <sup>3</sup> dle ISO 7546: 1983 |

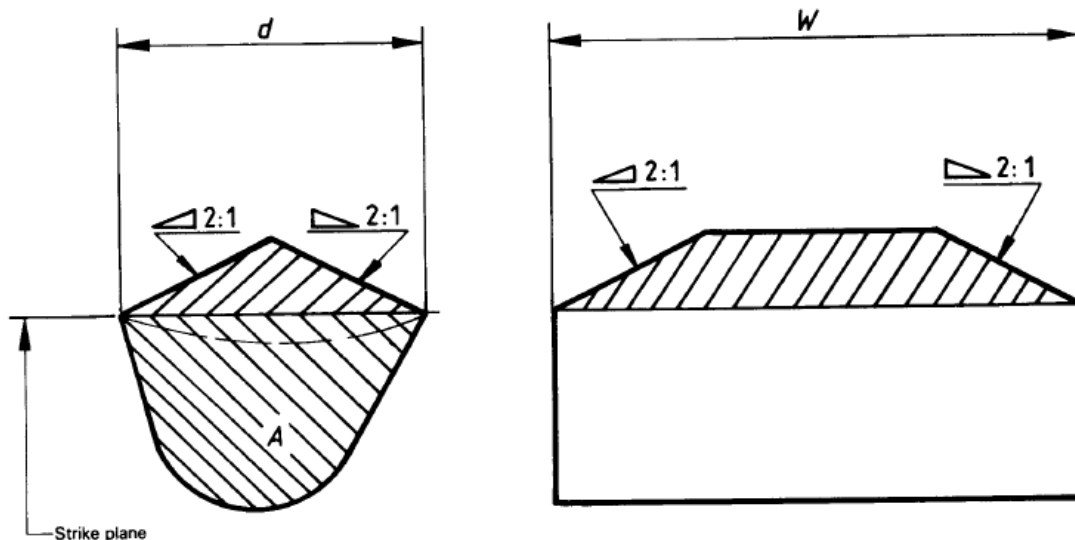
## 4 Návrh bočního profilu lžíce

Nejprve jsem začal návrhem bočního profilu, jelikož se známou šířkou nástroje a odhadnutím jednoho z rozměrů získáme všechny potřebné informace pro výpočet objemu dle ISO 7546:1983.

Při konstrukci profilu jsem využíval znalostí získaných rešerší a know-how firmy Bobcat.

### 4.1 Odvození přibližného obsahu bočního profilu

Z normy na Obr. 10 lze odvodit přibližný potřebný obsah pro boční profil odhadnutím rozměru „d“. V závislosti na konkurenčních produktech jsem tento parametr zvolil 0,8 m. Toto odvození je znázorněno v rovnicích (1) - (3).



Struck volume :  $V_S = A W$

$A$  is the interior cross section area

$W$  is the interior width of the bucket

Top volume :  $V_T = \frac{d^2 W}{8} - \frac{d^3}{24}$

$d$  is at transverse middle of bucket

The rated capacity is expressed as follows :  $V_R = V_S + V_T$

Obr. 10.: Výňatek z ISO 7546:1983

$$V_R = A \cdot W + \frac{d^2 \cdot W}{8} - \frac{d^3}{24} \quad (1)$$

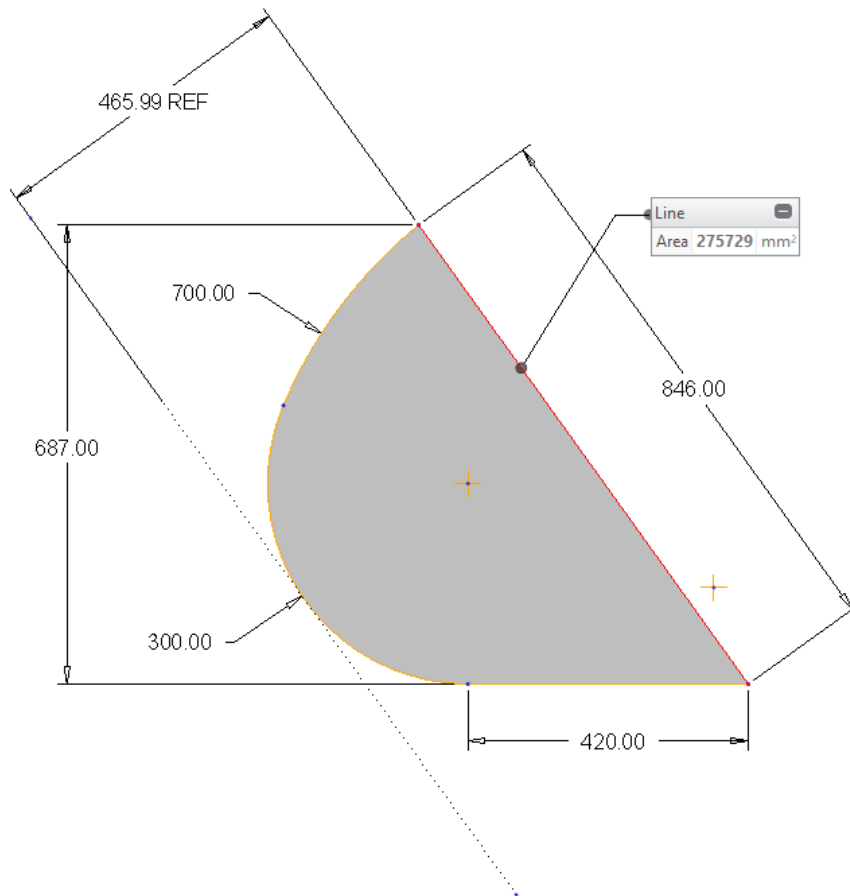
$$A = \frac{V_R}{W} - \frac{d^2}{8} + \frac{d^3}{24 \cdot W} \quad (2)$$

$$A = \frac{0,6}{1,88} - \frac{0,8^2}{8} + \frac{0,8^3}{24 \cdot 1,88} = 0,282 \text{ m}^2 \quad (3)$$



## 4.2 Návrhový tvar pro určení přibližných rozměrů

Na Obr. 11 je vidět hrubý návrh, jehož objem je ověřen rovnicemi (4) a (5).



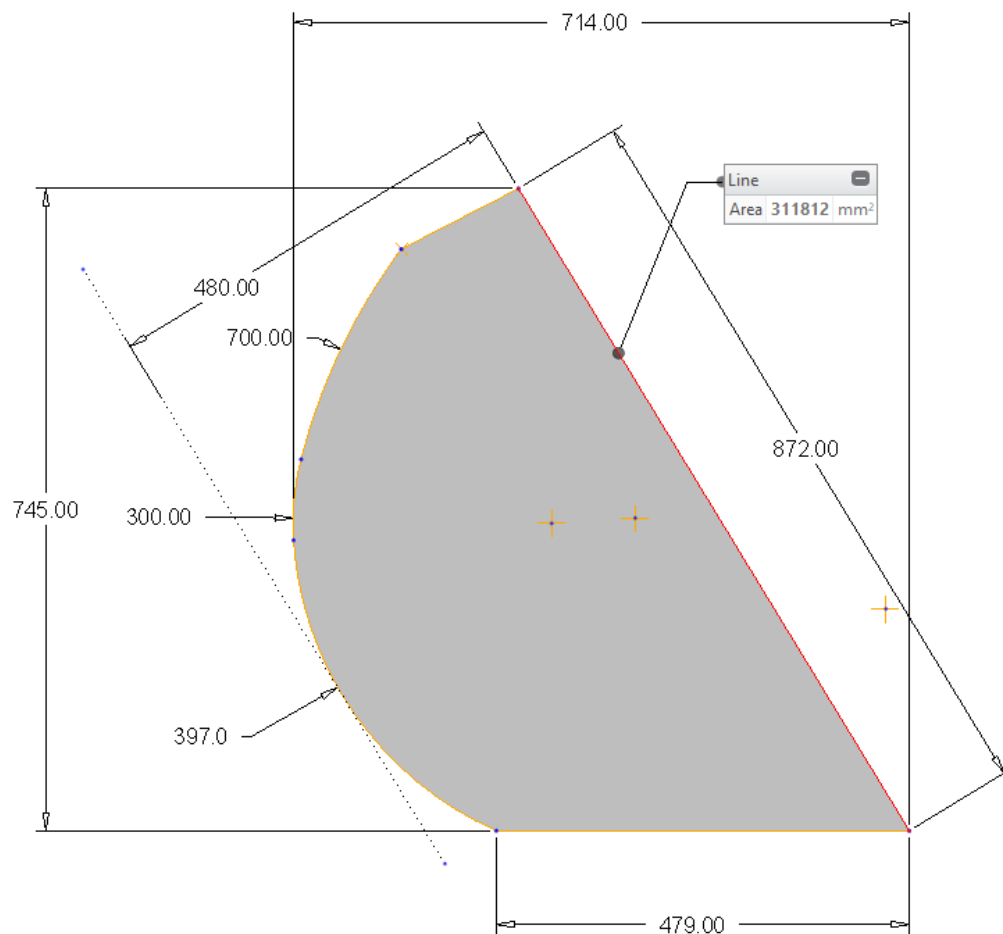
Obr. 11.: První návrh bočního profilu

$$V_{RN} = A_N \cdot W + \frac{d_N^2 \cdot W}{8} - \frac{d_N^3}{24} \quad (4)$$

$$V_{RN} = 0,2757 \cdot 1,88 + \frac{0,846^2 \cdot 1,88}{8} - \frac{0,846^3}{24} = 0,661 \, m^3 \quad (5)$$

### 4.3 Zdokonalený tvar a objem

Po výpočtu objemu prvního návrhu jsem upravil tvar tak, aby bylo možné do profilu snadno umístit hydromotor. Následně jsem provedl zvětšení profilu, aby byl získán prostor pro redukci objemu vnitřním vyztužením a čepovými spoji. Kladný výsledek tohoto kroku je znát z rovnic (6) a (7). Upravený tvar je zobrazen na Obr. 12.



Obr. 12.: Upravený návrh bočního profilu

$$V_{RZ} = A_Z \cdot W + \frac{d_Z^2 \cdot W}{8} - \frac{d_Z^3}{24} \quad (6)$$

$$V_{RZ} = 0,3118 \cdot 1,88 + \frac{0,872^2 \cdot 1,88}{8} - \frac{0,872^3}{24} = 0,737 \text{ m}^3 \quad (7)$$

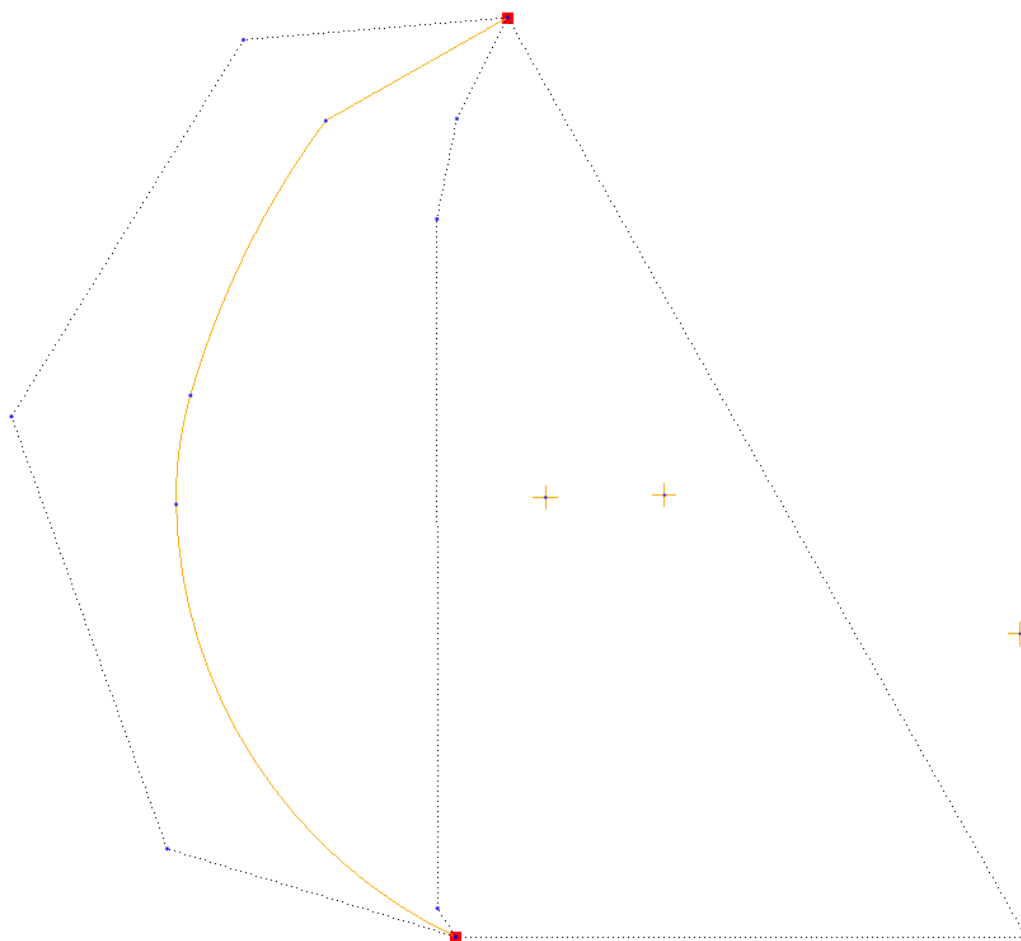
## 5 Rozložení pohyblivé a pevné části lžíce

Hlavními parametry pro návrh dělení profilu jsou maximální úhel otevření lžíce a příznivý úhel břitu vůči zemi. Oba tyto požadavky jsou důležité pro pracovní činnost shrnování. Pro tuto funkci musí být břit téměř kolmý ke srovnávanému terénu a pohyblivá část plně otevřené lžíce této činnosti nesmí bránit vlastním kontaktem se zemí.

Pokud by však drobná kolize přece jen nastala, je možné tento problém řešit upravením připojovacího úhlu břitu, a není nutné upravovat celý profil.

Cílem tohoto návrhu je maximální úhel otevření minimálně  $60^\circ$ .

Dále jsem v tomto kroku přidal první návrh bočního vyztužení, ve kterém bude umístěn čep válce hydromotoru (Obr. 13).



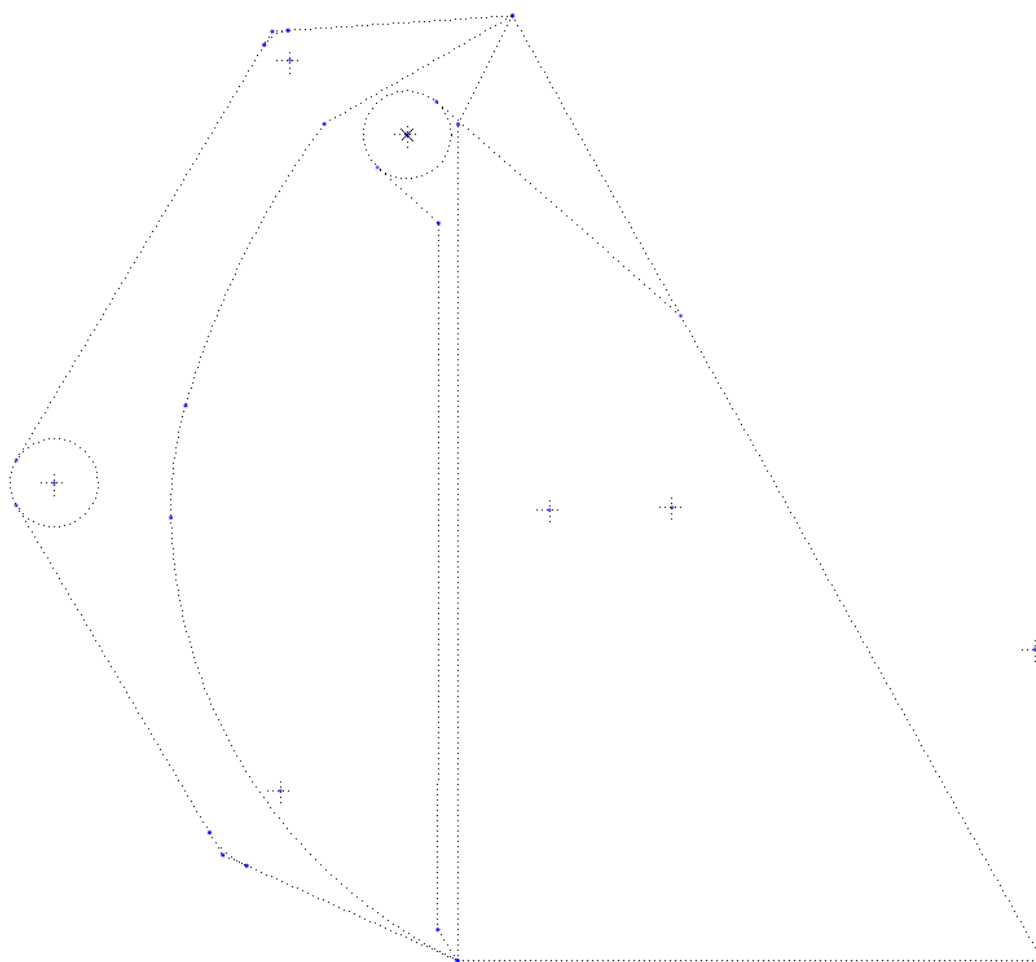
Obr. 13.: Rozdělení profilu na základní části

## 5.1 Zvolení hlavního bodu otáčení a bodu uchycení válce hydromotoru

Jako první jsem určil bod pro spojení pevné a pohyblivé části lžíce. Pro správné fungování je důležité, aby tento bod byl co nejvýše, protože právě výška tohoto bodu určuje největší průměr klády či největší velikost kamene, kterou dokáže uchopit.

Druhý bod jsem určil s cílem umístit hydromotor co nejblíže profilu lžíce, pro maximální redukci finální délky nástroje. Právě tato vzdálenost je jednou z možností, jak upravit výsledný moment od hydromotoru na pohyblivou část lžíce.

Součástí tohoto kroku byl rovněž návrh překrytí obou profilů pro vyšší tuhost při případné kolizi zavřené lžíce s obrubníkem, či jinou překážkou (Obr. 14).



Obr. 14.: Návrh úchytného bodu pro hydromotor a spoje profilů lžíce

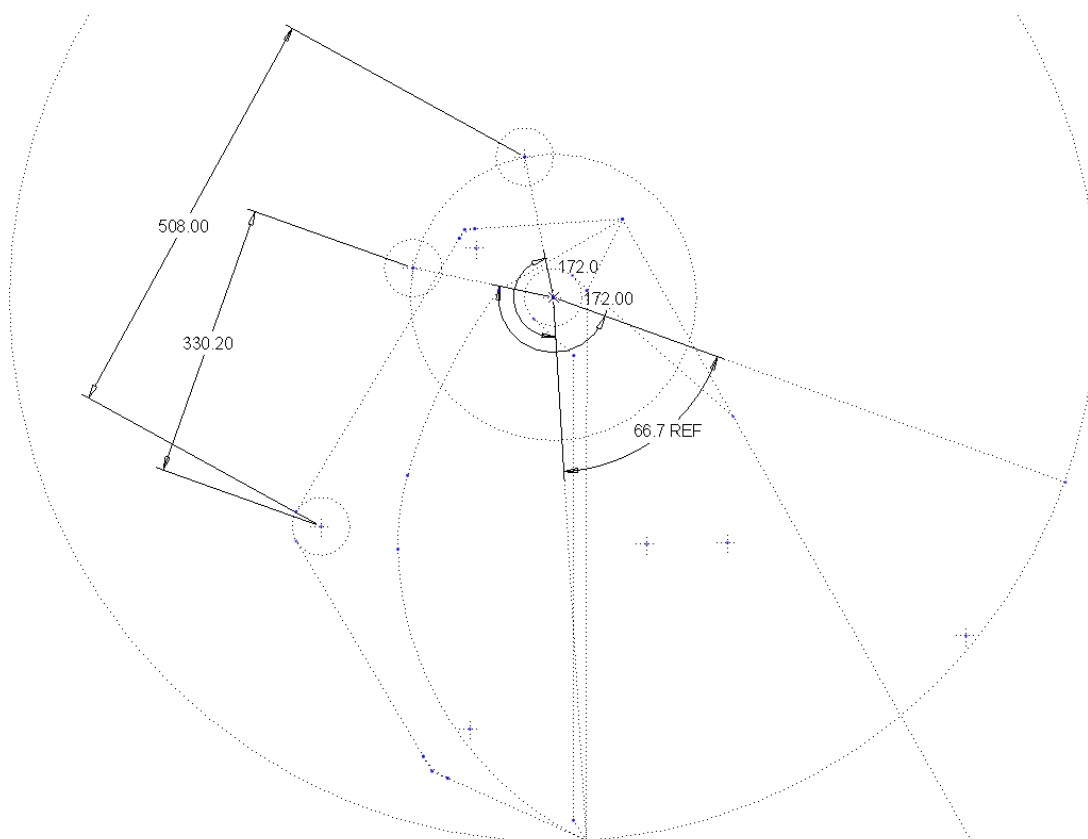
## 5.2 Určení délky hydromotoru

Při určeném ukotvení hydromotoru i spoje obou profilů lžice je nutné zvolit kinematiku nástroje. V tomto kroku jsem si zvolil průměr pístu  $63,5\text{ mm}$ , což je průměr více než dostatečný pro dané silové potřeby a zároveň již používaný na podobných nástrojích. Díky tomuto předpokladu by nemělo dojít ke zvětšování průměru a následné kolizi hydromotoru s vnitřním profilem lžice.

Po určitém počtu iterací jsem skončil se třetím bodem umístěným na kružnici ve vzdálenosti necelých  $173\text{ mm}$  od spoje obou částí lžice. Na Obr. 15 je vidět maximální úhel otevíření  $66,7^\circ$  a pracovní rozsah vzdálenosti os hydromotoru  $330,2\text{ mm}$  až  $508\text{ mm}$ . Navrhnutý hydromotor má tedy zdvih  $177,8\text{ mm}$ .

Hodnoty úvratí byly upraveny tak, aby vycházela adekvátní čísla jak v imperiálních, tak v metrických jednotkách, jelikož navrhnutý hydromotor bude s největší pravděpodobností vyráběn ve Spojených státech.

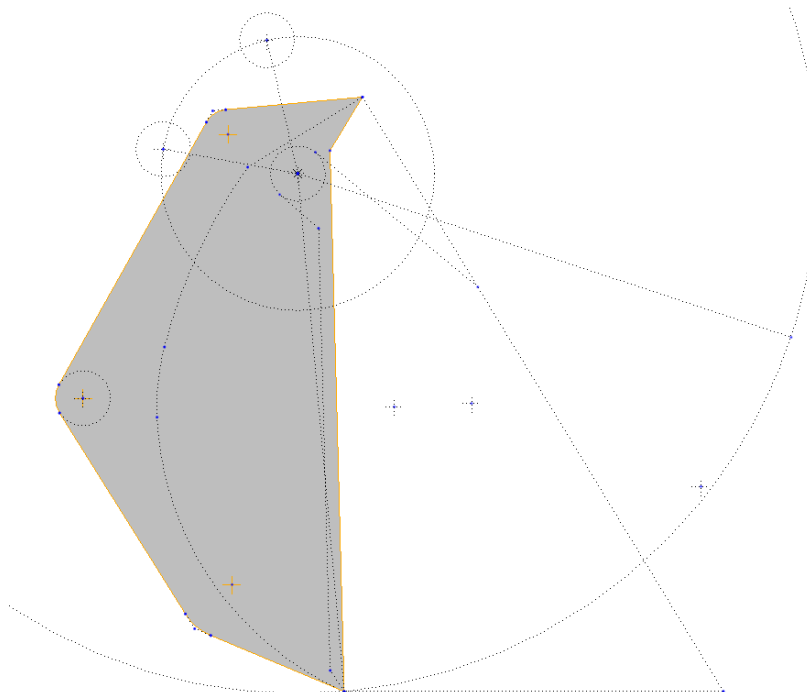
Tímto je návrh profilu u konce.



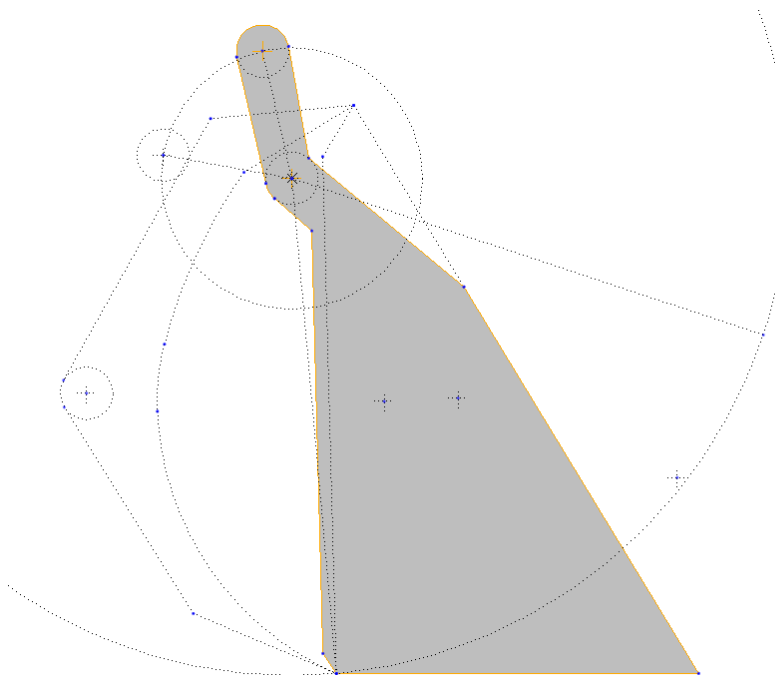
*Obr. 15.: Návrh kinematiky lžice a kontrola úhlu otevíření*

### 5.3 Vytvoření pohyblivé a pevné části lžíce

V tomto kroku jsem vytvořil modely obou hlavních částí nástroje (Obr. 16, Obr. 17), včetně předběžných děr pro čepy, pro jednodušší sestavení a kontrolu funkčnosti návrhu.



*Obr. 16.: Pevná část lžíce*



*Obr. 17.: Pohyblivá část lžíce*

## 6 Silová analýza

Vizuální analýza z předchozí kapitoly proběhla úspěšně, přistupuji tedy v této kapitole k analýze silové. Zde jsem uvažil nejhorší možný scénář, naplnil pohyblivou část lžíce zamrzlým jílem a pokusil se ji otevřít. To znamená, že hydromotor se snaží dostat do spodní úvratě. V tomto směru má hydromotor sílu redukovanou o plochu píštěnice, což podporuje můj předpoklad o kritickém scénáři.

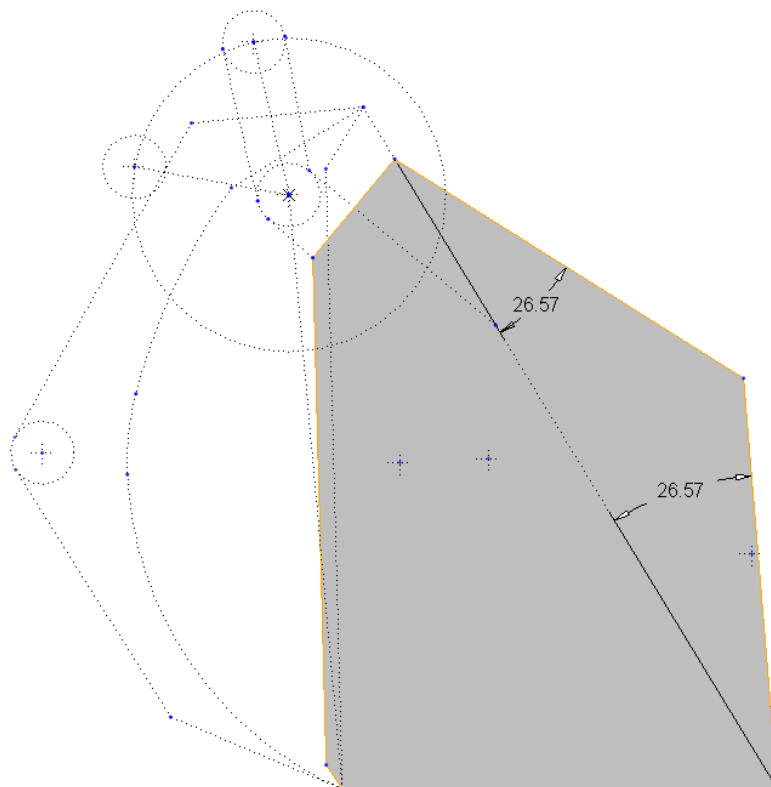
Cílem je vyjádřit ramena sil v závislosti na poloze pístu ve válci, a přes momentovou rovnováhu vypočítat největší sílu na hydromotor, na kterou bude následně hydromotor dimenzován.

### 6.1 Vytvoření „haldy“ podle ISO 7546:1983

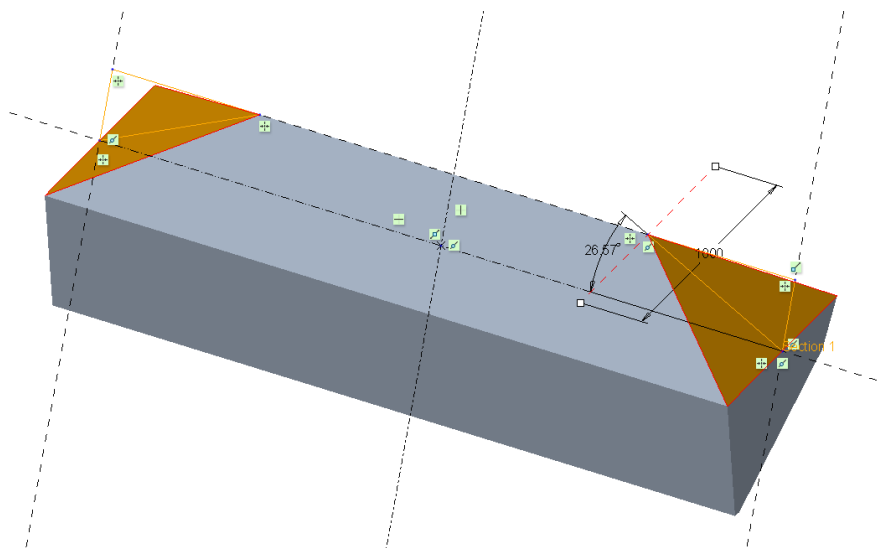
„Halda“ je pracovní název pro jíl určitého objemu a hustoty, který zamrzl v pohyblivé části lžíce, a při jejím otvírání svou hmotností této činnosti brání.

Pro výpočet gravitační síly obsahu pohyblivé části lžíce je třeba jej definovat. Na základě dané geometrie jsem dle ISO 7546:1983 vytvořil „haldu“ jílu. ISO 7546:1983 definuje zkosení v obou směrech s poměrem 1:2, což definuje úhel  $26,57^\circ$  (Obr. 18, Obr. 19).

Dále jsem pomocí normy ISO 7546:1983 vypočítal její objem, který dosáhl necelých  $0,4 \text{ m}^3$ .



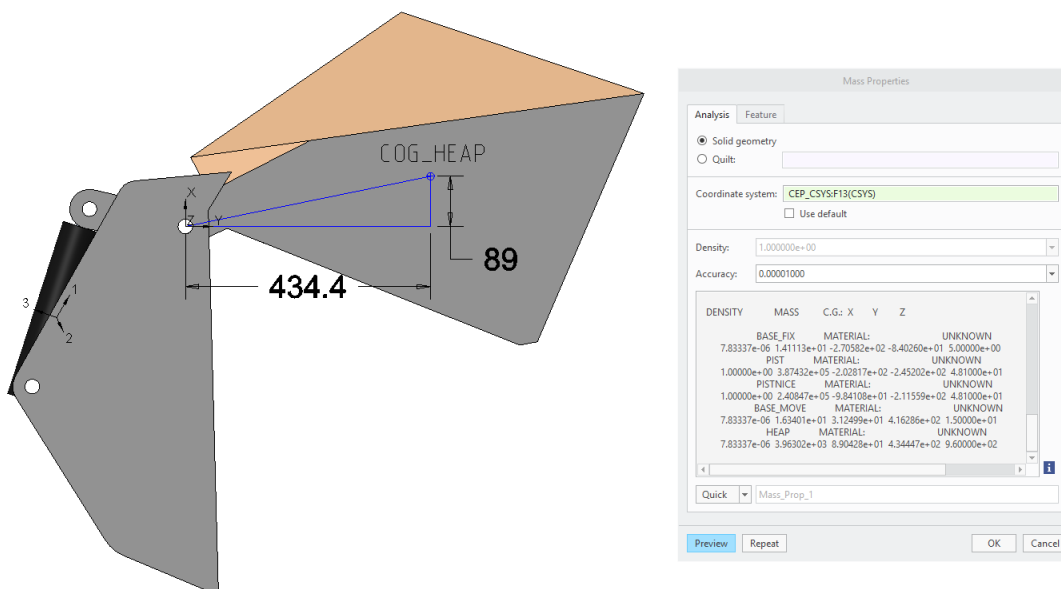
Obr. 18.: Boční profil „haldy“



Obr. 19.: 3D model „haldy“ se zkosením

## 6.2 Definování těžiště „haldy“ jílu

Použitím materiálové analýzy modelovacího softwaru Creo Parametric a mnou definovaným souřadnicovým systémem jsem definoval polohu těžiště. Jedním z předpokladů pro další výpočty byla aproximace těžiště samotné pohyblivé části lžice ve stejném bodě jako těžiště „haldy“ (Obr. 20).



Obr. 20.: Poloha těžiště „haldy“ jílu



### 6.3 Výpočet gravitační síly od „haldy“

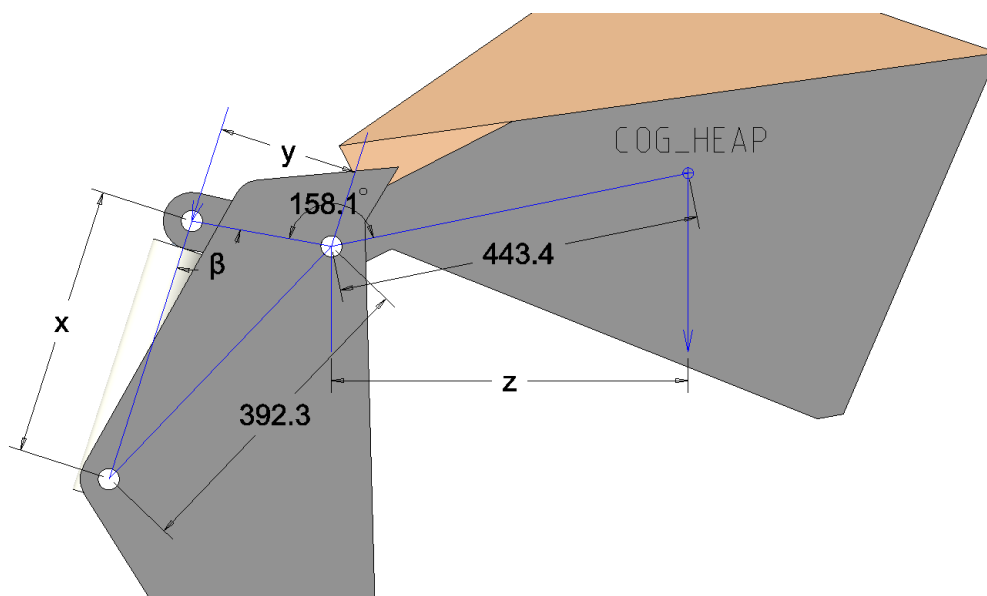
Při výpočtu gravitační síly nelze zanedbat hmotnost samotné lžíce, která se pohybuje okolo 400 kg. Z důvodu bezpečnosti toto číslo upravím koeficientem 1,25. Výpočet je znázorněn v rovnicích (8) a (9).

$$F_G = V \cdot \rho \cdot g = (V_h \cdot \rho_j + m_l) \cdot g \quad (8)$$

$$F_G = (0,3963 \cdot 1746 + 400 \cdot 1,25) \cdot g = 11692,9N \quad (9)$$

### 6.4 Výpočet ramen sil

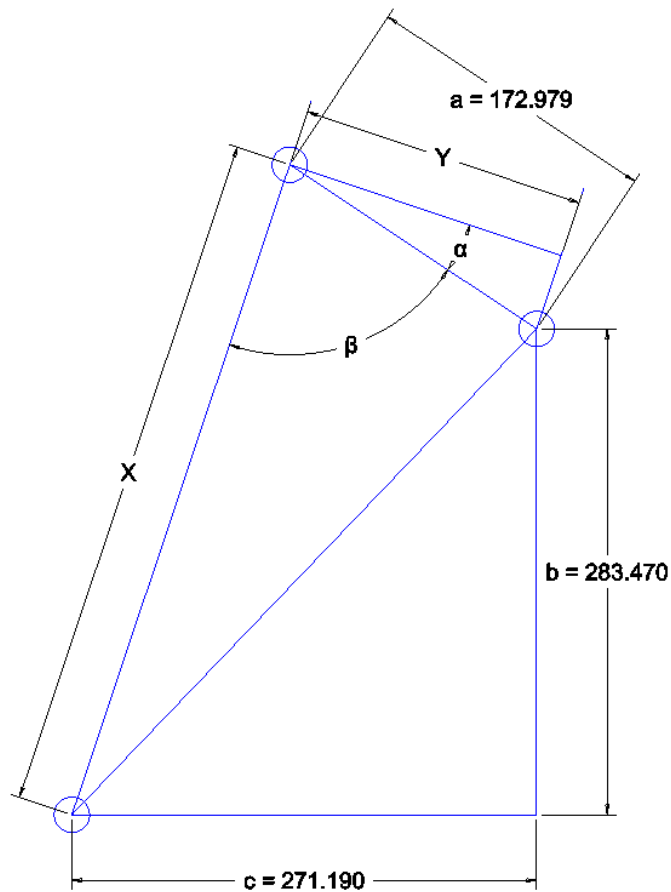
Na základě již známých hodnot jsem vytvořil kinematický rozbor, ze kterého jsem vyjádřil ramena sil „y“ a „z“ v závislosti na poloze pístu, a následně jsem danou závislost zanesl do grafů (Obr. 21).



Obr. 21.: Kinematický rozbor

### 6.4.1 Rameno síly hydromotoru

Rameno síly hydromotoru jsem získal použitím kosinové věty a přes následný doplněk úhlu do 90°. Postup je znázorněn v rovnicích (10) - (15). Síla hydromotoru vždy míří ve směru osy válce, a proto se rameno síly nemění pouze s jeho vysunutím, ale i natočením (Obr. 22).



Obr. 22.: Kinematický rozbor síly hydromotoru

$$y = a \cdot \cos \alpha \quad (10)$$

$$l = \sqrt{b^2 + c^2} \quad (11)$$

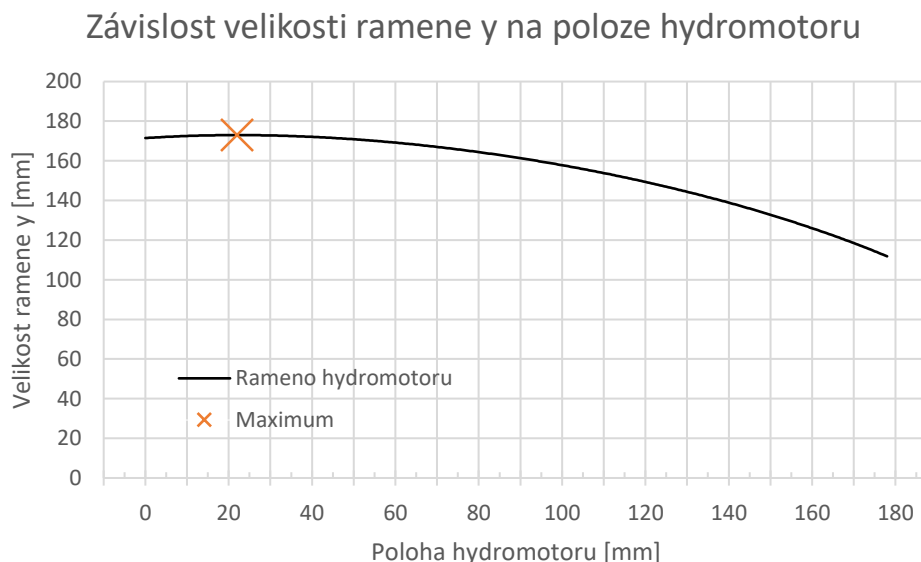
$$l^2 = x^2 + a^2 - 2 \cdot x \cdot a \cdot \cos \beta \quad (12)$$

$$\cos \beta = \frac{x^2 + a^2 - l^2}{2 \cdot x \cdot a} \quad (13)$$

$$\alpha = \frac{\pi}{2} - \beta = \frac{\pi}{2} - \cos^{-1}\left(\frac{x^2 + a^2 - l^2}{2 \cdot x \cdot a}\right) \quad (14)$$

$$y = a \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \cos^{-1}\left(\frac{x^2 + a^2 - \sqrt{b^2 + c^2}^2}{2 \cdot x \cdot a}\right)\right) \quad (15)$$

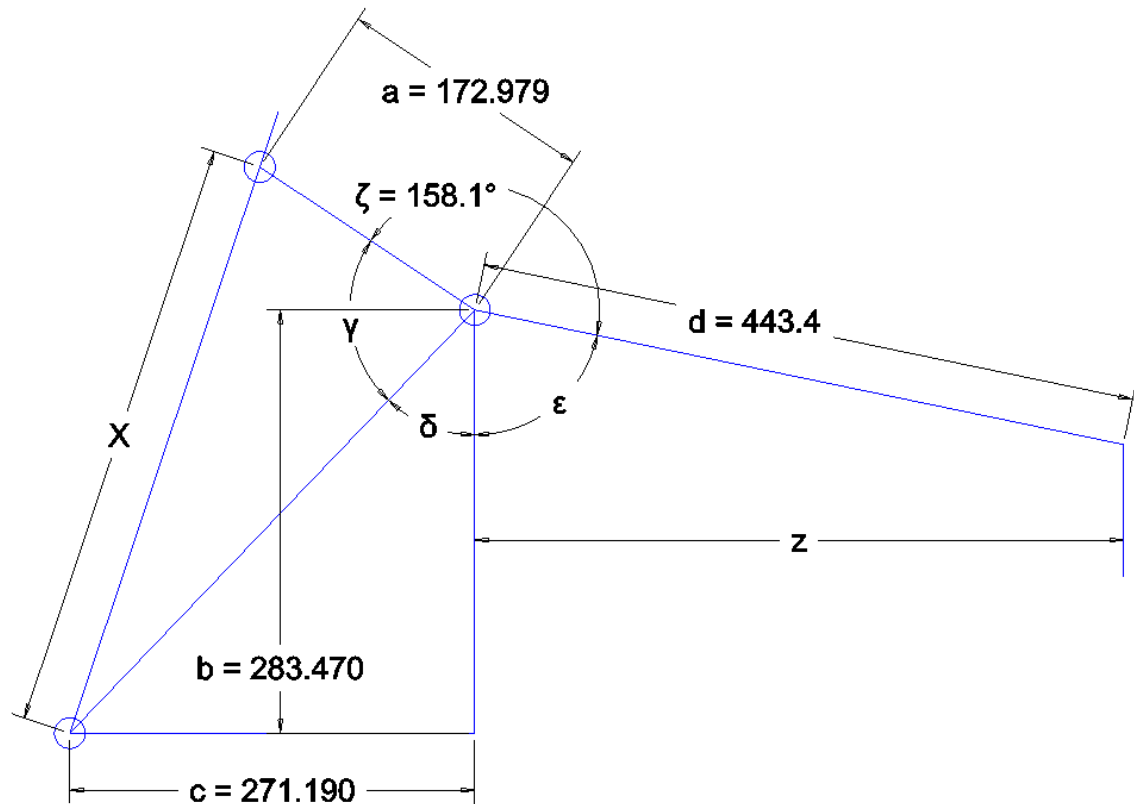
Po zanesení této rovnice do výpočtového programu a definováním „X“ jako proměnné jsem získal polohu pístu, při které je ramenem právě vzdálenost mezi horním čepem hydromotoru a čepem spojení pohyblivé a pevné části lžice. Největší rameno má tedy hodnotu  $172,979 \text{ mm}$  a to v  $22 \text{ mm}$  zdvihu (Obr. 23).



*Obr. 23.: Rameno hydromotoru v závislosti na jeho vysunutí*

## 6.4.2 Rameno gravitační síly

Gravitační síla působí na rozdíl od hydromotoru stále stejným směrem. Její rameno jsem získal použitím kosinové věty, výpočtem úhlů, které jsou dány geometrií, dopočtem do  $360^\circ$  a využitím sinové věty na výsledný úhel. Postup je znázorněn v rovnicích (16) - (22) (Obr. 24, Obr. 25).



Obr. 24.: Kinematický rozbor gravitační síly

$$z = d \cdot \sin \varepsilon \quad (16)$$

$$\varepsilon = 2 \cdot \pi - \zeta - \gamma - \delta \quad (17)$$

$$x^2 = a^2 + l^2 - 2 \cdot a \cdot l \cdot \cos \gamma \quad (18)$$

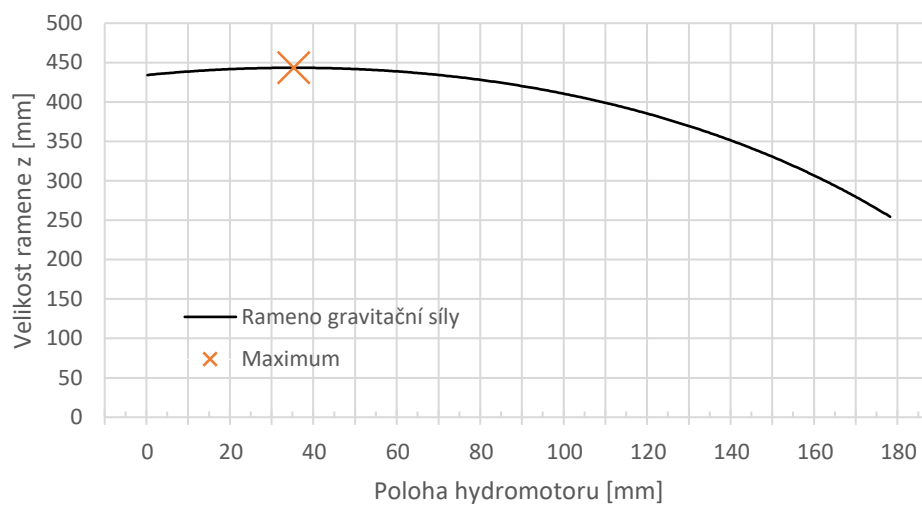
$$\cos \gamma = \frac{a^2 + l^2 - x^2}{2 \cdot a \cdot l} \quad (19)$$

$$\cos \delta = \frac{b}{\sqrt{b^2 + c^2}} \quad (20)$$

$$\varepsilon = 2 \cdot \pi - \frac{\zeta \cdot \pi}{180} - \cos^{-1} \left( \frac{a^2 + l^2 - x^2}{2 \cdot a \cdot l} \right) - \cos^{-1} \left( \frac{b}{\sqrt{b^2 + c^2}} \right) \quad (21)$$

$$z = d \cdot \sin \left( 2 \cdot \pi - \frac{\zeta \cdot \pi}{180} - \cos^{-1} \left( \frac{a^2 + l^2 - x^2}{2 \cdot a \cdot l} \right) - \cos^{-1} \left( \frac{b}{\sqrt{b^2 + c^2}} \right) \right) \quad (22)$$

## Závislost velikosti ramene z na poloze hydromotoru

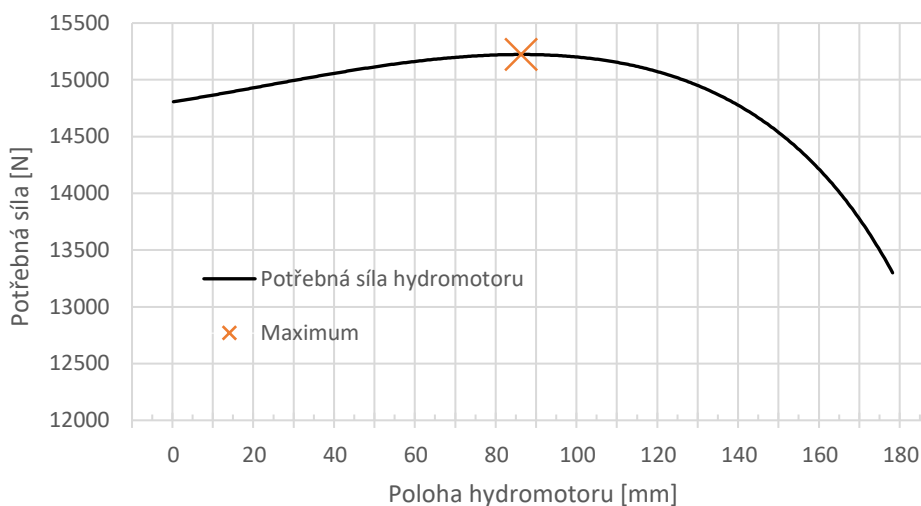
*Obr. 25.: Rameno gravitační síly v závislosti na vysunutí hydromotoru*

## 6.5 Výpočet nejvyšší síly na hydromotor

Jelikož už známe obě ramena a gravitační síla pravé strany rovnice je v každé poloze zdvihu stejná, lze přes momentovou rovnováhu (23) získat potřebnou sílu hydromotoru v každé části zdvihu. Tato závislost je znázorněna grafem na Obr. 26., ze kterého můžeme odečíst, že maximální potřebná síla je  $15223\text{ N}$  a  $86\text{ mm}$  od zasunuté polohy. Je důležité dodat, že hydromotory jsou na lžici dva, a proto je výsledná potřebná síla při zasouvání poloviční.

$$F_{Zmin} = \frac{F_G \cdot z}{y \cdot 2} \quad (23)$$

Závislost potřebné síly na poloze hydromotoru



Obr. 26.: Závislost potřebné síly na vysunutí hydromotoru

## 7 Návrh rozměrů hydromotoru

Stroj, na který je kombinovaná lžice navrhována má pro nástroje redukční ventil na 190 barů (19 MPa). Tento ventil již disponuje bezpečností, proto je možné, že tlak do hydromotoru bude nižší. Z důvodu účinků čepového tření a zmíněné bezpečnosti redukčního ventilu volím maximální potřebnou sílu nikoliv 15 223 N, ale 17 000 N.

Jak už jsem zmiňoval v minulé kapitole, při tomto scénáři jde o potřebnou sílu hydromotoru při zasouvání, akční plocha je tedy zmenšena o průměr pístnice. Ze základních vzorců pro výpočet hydromotoru jsem si vyjádřil průměr pístu  $d$  a návrhový průměr pístnice  $d_p = d \cdot 0,63$ . Postup je naznačen v rovnicích (24) - (27).

$$\text{Síla při vysouvání: } F_V = \frac{d_H^2 \cdot \pi \cdot p_S}{4} \quad (24)$$

$$\text{Síla při zasouvání: } F_Z = \frac{(d_H^2 - d_{Hp}^2) \cdot \pi \cdot p_S}{4} \quad (25)$$

$$d_H = \sqrt{\frac{F_{Zmin} \cdot 4}{\pi \cdot p_S \cdot (1 - 0,63^2)}} \quad (26)$$

$$d_H = \sqrt{\frac{17000 \cdot 4}{\pi \cdot 19 \cdot (1 - 0,63^2)}} = 43,46 \text{ mm} \quad (27)$$

Po nahlédnutí do katalogů s hydromotory jsem vybral nejbližší vyšší rozměr a to  $d = 45 \text{ mm}$  a  $d_p = 25 \text{ mm}$ . Po zpětném dosazení můžeme z rovnic (28) a (29) vidět, že navržený hydromotor splňuje vypočtené kritérium pro sílu při zasouvání. [11]

$$F_V = \frac{45^2 \cdot \pi \cdot 19}{4} = 30\,218,19 \text{ N} \quad (28)$$

$$F_Z = \frac{(45^2 - 25^2) \cdot \pi \cdot 19}{4} = 20\,891,59 \text{ N} \quad (29)$$

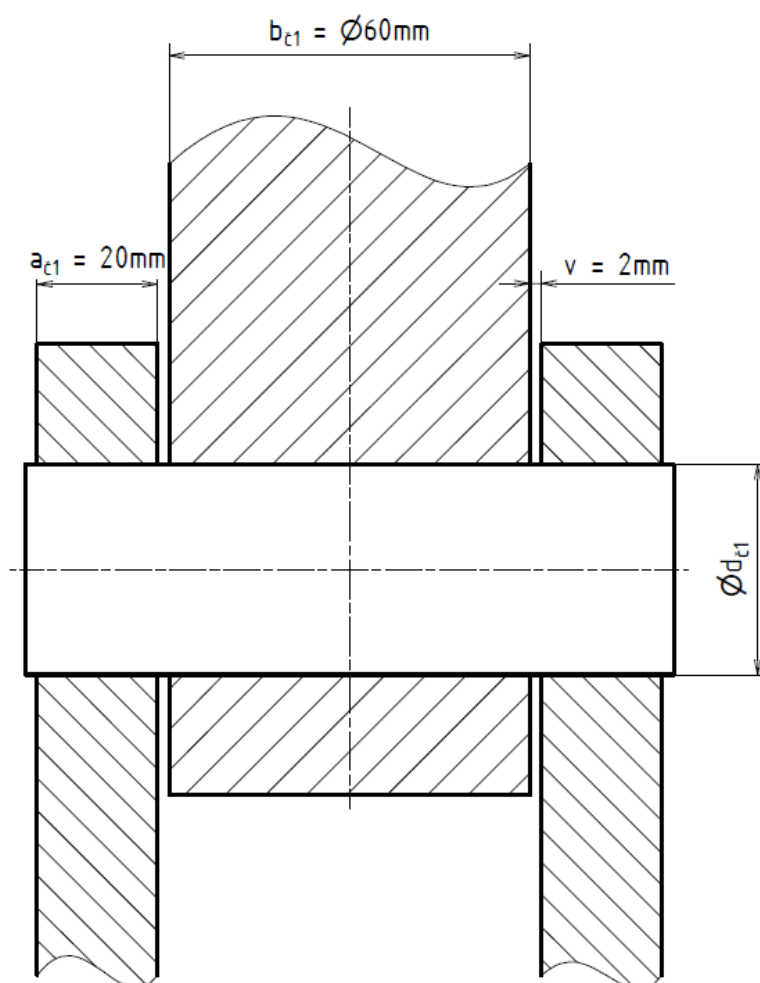
## 8 Návrh čepových spojů

Pro vzájemný pohyb obou částí lžice je potřeba navrhnout 2 čepová spojení. První náleží hydromotoru a umožňuje lžici otevírání. Druhé spojuje pevnou a pohyblivou část lžice a definuje bod, kolem kterého probíhá otáčení.

### 8.1 Návrh čepů hydraulického motoru

Pro návrh čepového spoje jsem musel začít několika návrhy a předpoklady. Prvním byl rozměr  $b_{c1}$ , ten byl určen přičtením obou stěn hydromotoru k jeho vnitřnímu průměru. Rozměr  $a_{c1}$  byl stanoven pomocí konstrukční pomůcky  $a_c = \frac{b_c}{2 \div 3,5}$ . Vůle „v“ byla určena na základě ověřeného know-how firmy. Všechny rozměry jsou znázorněny na Obr. 27. [12]

Dále jsem navrhl pojištění čepu proti otáčení ve vidlici. Díky tomuto rozhodnutí je možné dodržet konstrukční pomůcku a udržet  $a_{c1}$  co nejmenší.



Obr. 27.: Schéma čepu hydromotoru

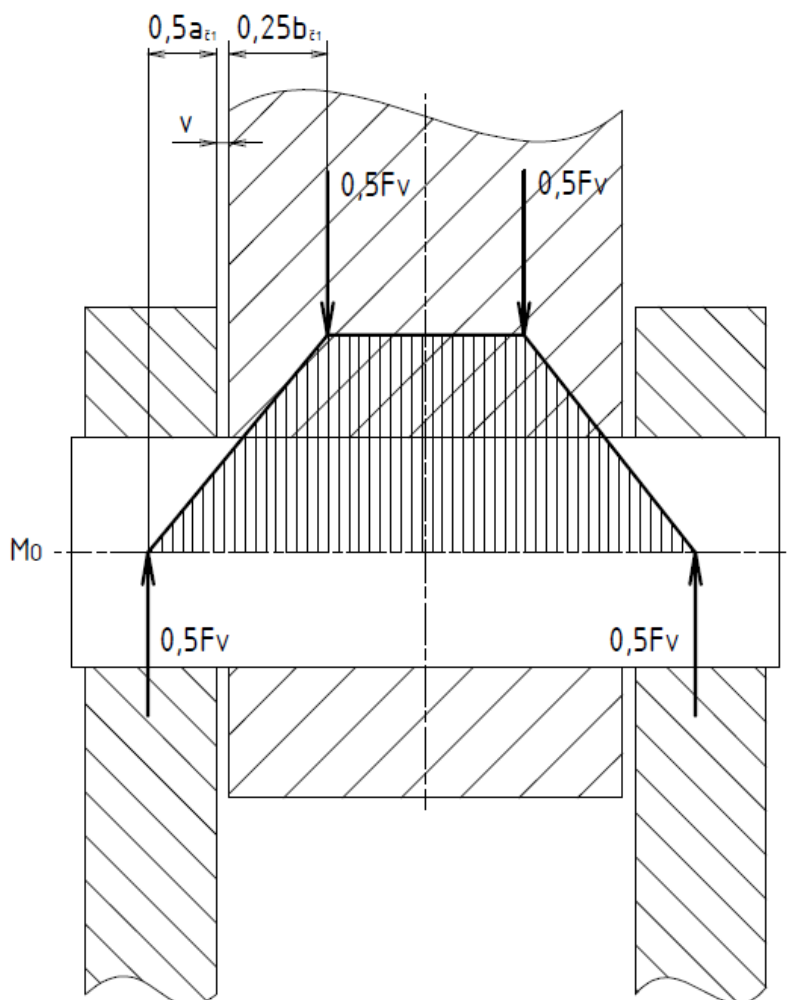


Průměr čepu je závislý na nejvyšší síle, která může na čep působit. Tuto sílu určí rovnou síle hydromotoru při vysouvání. Jako nejkritičtější způsob namáhání volím otláčení, a to mezi čepem a hydromotorem, kde je možná vzájemná rotace, takže z dovoleného tlaku  $p_d$  musíme brát 10 %. Dovolенý tlak se odvozuje od méně kvalitního materiálu z materiálové dvojice. V tomto případě můžeme předpokládat, že se bude jednat o materiál čepu. [13]

Firma Bobcat pro čepy používá povrchově kalenou ocel ČSN 12 050, jejíž dovolené namáhání je zaneseno v Tab. 2.

Předpoklad pro průběh ohybového momentu na čepu je znázorněn na Obr. 28.

Celý postup návrhu je zřejmý z rovnic (30) - (35).



Obr. 28.: Předpokládaný průběh momentu na čepch hydromotoru

*Tab. 2.: Tabulka dovolených namáhání oceli ČSN 12 050*

| ČSN 12 050 – Uhlíková ocel k zušlechťování a povrchovému kalení |                                   |
|---|-----------------------------------|
| Dovolený tlak pro otláčení                                      | $p_d = 150 \text{ MPa}$           |
| Dovolené napětí při střídavém ohybu                             | $\sigma_d = 120 \text{ Nmm}^{-2}$ |
| Dovolené napětí pro střih                                       | $\tau_d = 60 \text{ MPa}$         |

$$\frac{F_V}{b_{\check{c}1} \cdot d_{\check{c}1}} \leq p_d \quad (30)$$

$$d_{\check{c}1} \geq \frac{F_V}{p_d \cdot b_{\check{c}1}} \rightarrow d_{\check{c}1} \geq \frac{30\,218,19}{15 \cdot 60} \rightarrow d_{\check{c}1} \geq 33,58 \text{ mm} \rightarrow \mathbf{d_{\check{c}1} = 35 \text{ mm}} \quad (31)$$

*Kontrola otláčení čep – hydromotor:*

$$\frac{F_V}{b_{\check{c}1} \cdot d_{\check{c}1}} \leq p_d \rightarrow \frac{30\,218,19}{60 \cdot 35} = 14,39 \text{ MPa} \leq 15 \text{ MPa} \quad (32)$$

*Kontrola otláčení čep – vidlice:*

$$\frac{F_V}{2 \cdot a_{\check{c}1} \cdot d_{\check{c}1}} \leq p_d \rightarrow \frac{30\,218,19}{2 \cdot 20 \cdot 35} = 21,58 \text{ MPa} \leq 150 \text{ MPa} \quad (33)$$

*Kontrola na ohyb:*

$$M_{o\check{c}1} = \frac{F_V}{2} \cdot \left( \frac{a_{\check{c}1}}{2} + v + \frac{b_{\check{c}1}}{4} \right) = \frac{30\,218}{2} \cdot \left( \frac{20}{2} + 2 + \frac{60}{4} \right) = 407\,946 \text{ Nmm} \quad (34)$$

$$W_{o\check{c}1} = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}1}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 35^3}{32} = 4209 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{o\check{c}1} = \frac{M_{o\check{c}1}}{W_{o\check{c}1}} = \frac{407\,946}{4209} = 97,1 \text{ Nmm}^{-2} \leq 120 \text{ Nmm}^{-2}$$

*Kontrola na střih:*

$$S_{\check{c}1} = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}1}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 35^2}{4} = 962,11 \text{ mm}^2 \quad (35)$$

$$\frac{F_V}{2 \cdot S_{\check{c}1}} \leq \tau_d \rightarrow \frac{30\,218,19}{2 \cdot 962,11} = 15,7 \text{ Nmm}^{-2} \leq 60 \text{ Nmm}^{-2}$$

Navržený čep má průměr  $d_{\check{c}1} = 35 \text{ mm}$  a při předpokládaném namáhání odolá otláčení, ohybu i ve střihu. Toto čepové spojení bude použito pro spodní čep hydromotoru. V hlavici pístnice je kloubové ložisko, pro hlavici tedy není potřeba počítat s redukováným tlakem na otláčení a vidlice je podstatně užší, takže vliv jak otláčení, tak ohybu je nižší. Lze tak konstatovat, že navržené rozměry taktéž vyhovují všem kontrolám. [14]

## 8.2 Návrh čepu otevírání lžíce

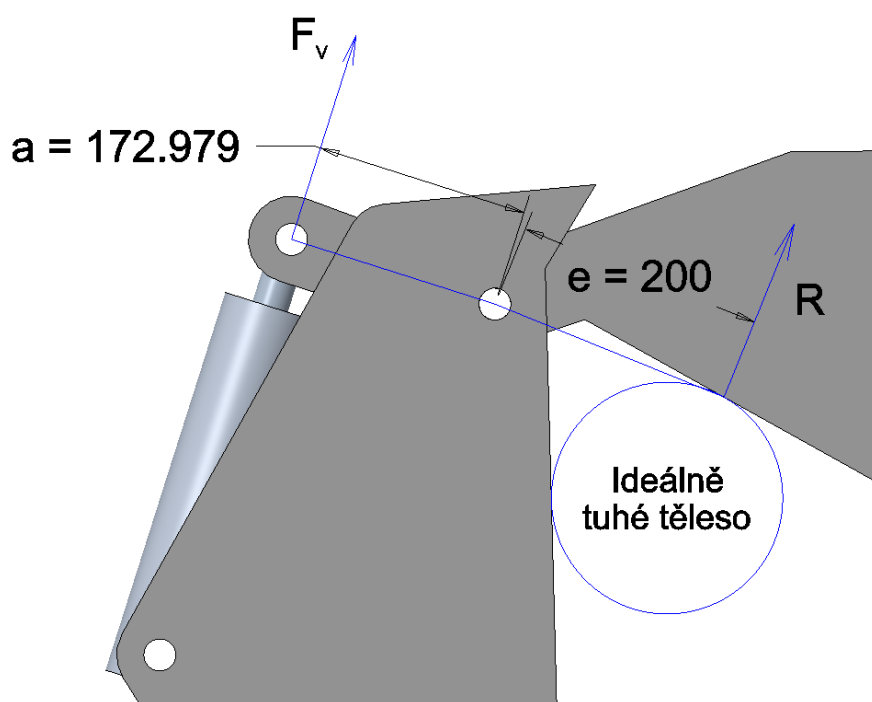
Zatímco namáhání čepů hydromotoru je záležitost hlavně hydromotoru, tak u čepu otevírání lžíce je situace složitější. Pro návrh tohoto čepu opět potřebujeme kritické namáhání.

Předpokládejme tedy, že máme lžici otevřenou tak, aby rameno hydromotoru bylo ve svém extrému, hydromotor pracoval na svém vysunutí a ve lžici by bylo ideálně tuhé těleso. Toto těleso by vytvářelo reakci kolmou na přímkou spojující osu čepu a bod doteku tělesa a pohyblivé části lžíce ve vzdálenosti 200 mm od osy čepu. Se zmenšením tohoto rozměru by výsledná síla ještě vzrostla, ale střižná síla, která by působila na uvízlé těleso by už byla tak vysoká, že by bylo zbytečné na takové namáhání dimenzovat. Tento předpoklad je znázorněn na Obr. 29.

Z tohoto předpokladu je vidět, že hledaná síla je součtem síly hydromotoru při vysouvání a reakce na tuto sílu od tuhého tělesa. V rovnicích (36) a (37) je z momentové rovnice vyjádřena velikost reakce, která je následně sečtena se silou hydromotoru při vysouvání. Ačkoliv směry těchto dvou sil nejsou úplně stejné, byla, pro zjednodušení, odchylka jejich směrů zanedbána.

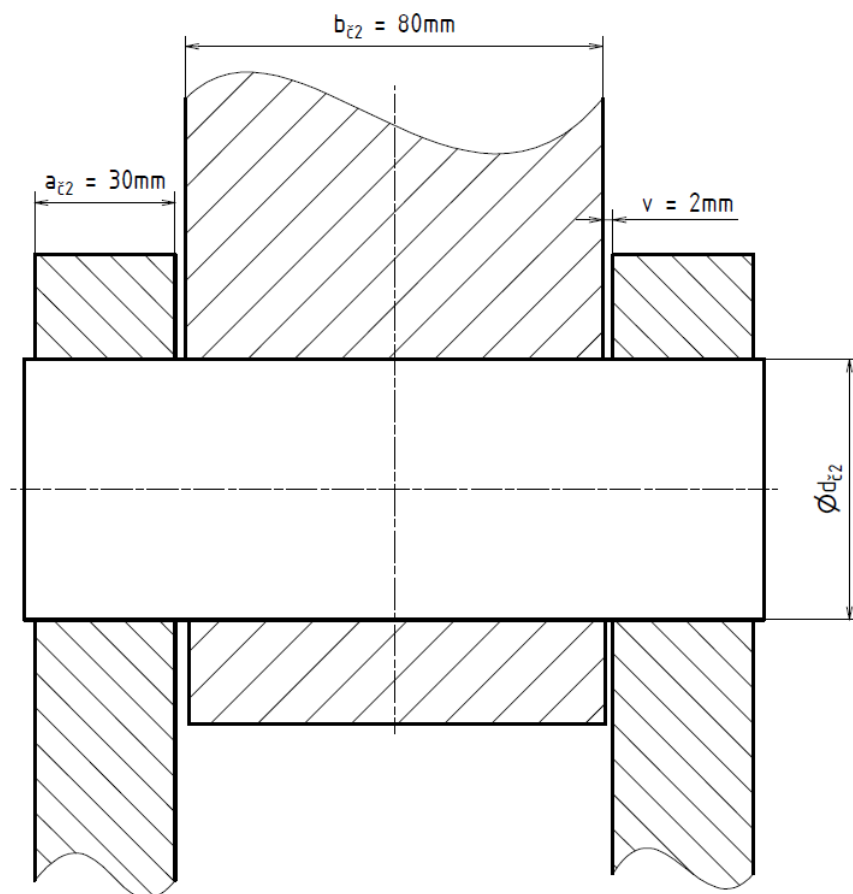
$$R = \frac{F_V \cdot a}{e} = \frac{30\,218,19 \cdot 172,979}{200} = 26\,135,56 \text{ N} \quad (36)$$

$$F_{\Sigma 2} = F_V + R = 30\,218,19 + 26\,135,56 = 56\,353,8 \text{ N} \quad (37)$$



Obr. 29.: Schéma zatížení čepu otevírání lžíce

Nyní, když už je nejvyšší zatěžující síla na čep známá, přichází na řadu dimenzování. Všechny předpoklady i samotný průběh dimenzování jsou stejné jako v předchozí kapitole. Rozměr „b“ byl určen iterační metodou, rozměr „a“ byl zvolen za použití výše zmíněné konstrukční pomůcky a vůle „v“ zůstala stejná. Schéma je znázorněno na Obr. 30 a výpočet proveden v rovnicích (38) - (43).



Obr. 30.: Schéma čepu otvírání lžice

$$\frac{F_V}{b_{\check{c}2} \cdot d_{\check{c}2}} \leq p_d \quad (38)$$

$$d_{\check{c}2} \geq \frac{F_{\check{c}2}}{p_d \cdot b_{\check{c}2}} \rightarrow d_{\check{c}2} \geq \frac{56\,353,8}{15 \cdot 80} \rightarrow d_{\check{c}2} \geq 46,96 \text{ mm} \rightarrow \mathbf{d_{\check{c}2} = 50 \text{ mm}} \quad (39)$$

Kontrola otlačení čep – hydromotor:

$$\frac{F_{\check{c}2}}{b_{\check{c}2} \cdot d_{\check{c}2}} \leq p_d \rightarrow \frac{56\,353,8}{80 \cdot 50} = 14,09 \text{ MPa} \leq 15 \text{ MPa} \quad (40)$$

Kontrola otlačení čep – vidlice:

$$\frac{F_{\check{c}2}}{2 \cdot a_{\check{c}2} \cdot d_{\check{c}2}} \leq p_d \rightarrow \frac{56\,353,8}{2 \cdot 27 \cdot 50} = 20,87 \text{ MPa} \leq 150 \text{ MPa} \quad (41)$$

Kontrola na ohyb:

$$M_{o\check{c}2} = \frac{F_{\check{c}2}}{2} \cdot \left( \frac{a_{\check{c}2}}{2} + v + \frac{b_{\check{c}2}}{4} \right) = \frac{56\,353,8}{2} \cdot \left( \frac{30}{2} + 2 + \frac{80}{4} \right) \text{ Nmm} \quad (42)$$

$$M_{o\check{c}2} = 1\,042\,545 \text{ Nmm}$$

$$W_{o\check{c}2} = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}2}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 50^3}{32} = 12\,271,8 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{o\check{c}2} = \frac{M_{o\check{c}2}}{W_{o\check{c}2}} = \frac{1\,000\,280}{12\,271,8} = 84,95 \text{ Nmm}^{-2} \leq 120 \text{ Nmm}^{-2}$$

Kontrola na stříh:

$$S_{\check{c}2} = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}2}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 50^2}{4} = 1963,5 \text{ mm}^2 \quad (43)$$

$$\frac{F_{\check{c}2}}{2 \cdot S_{\check{c}2}} \leq \tau_d \rightarrow \frac{56\,353,8}{2 \cdot 1963,5} = 14,35 \text{ Nmm}^{-2} \leq 60 \text{ Nmm}^{-2}$$

Navržený čep má průměr  $d_{\check{c}2} = 50 \text{ mm}$  a při předpokládaném namáhání odolá otlacení, ohybu i ve stříhu.

## 9 Návrh šroubových spojů pro uchycení břitů

Navrhovaný nástroj má 3 hlavní plochy pro kontakt s manipulovaným materiálem. Na tyto místa jsou umístěny břity, které mohou být výměnné a připojené šroubovým spojem nebo přivařené, tedy nevýměnné. Pro nejdelší výdrž nástroje jako celku by bylo nejlepší mít všechny břity výměnné, ale vzhledem k typům namáhání je takové řešení neekonomické. Z tohoto důvodu jsem se rozhodl pro výměnný dělený oboustranný břit na přední část lžíce, výměnný nedělený břit na vnitřní straně pevné části lžíce a pro břit přivařený na vnitřní stranu pohyblivé části lžíce.

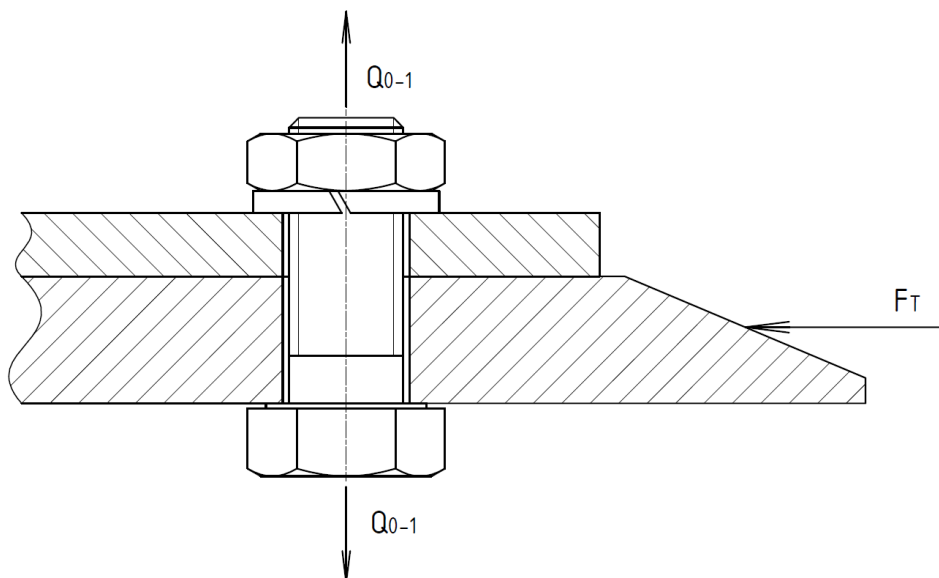
### 9.1 Břit na přední straně lžíce

Pro přední stranu lžíce navrhuji dělený břit připojený šroubovým spojem. Takové řešení jsem zvolil, jelikož umožňuje snadnou výměnu břitu v terénu. Operátor nemusí manipulovat s celým břitem, ale pouze jeho třetinou. Tímto se zvyšuje efektivita i bezpečnost práce.

Pro každou část břitu navrhuji 4 šrouby s pevnostní třídou 8.8. Schéma šroubového spoje a jeho zatížení je zobrazeno na Obr. 31. Postup jeho výpočtu a kontroly je obsažen v rovnicích (44)-(64). Použité hodnoty jsou vypsány v Tab. 3.

Základním předpokladem tohoto výpočtu je nejvyšší namáhání, se kterým se může šroubový spoj setkat. To by jistě byl náraz rozjetého stroje do obručnicku či jiné tuhé překážky, avšak pokud by to spoj vydržel, tak stoupá riziko poškození lžíce jako takové a vhodnější by bylo, aby se šrouby stříhem zničily a lžíce zůstala neporušená. Proto jsem jako zatížení zvolil pouze statické namáhání trakční silou stroje, tj. stojící stroj se snaží rozjet proti zdi. Tato síla je  $F_T = 42\,300\text{ N}$ .

Hlavními výchozími hodnotami výpočtů jsou utahovací moment na klíči  $M_{kk}$  a následný výpočet statické bezpečnosti  $k_{stat}$ .



Obr. 31.: Schéma šroubového spoje přední strany lžíce

Tab. 3.: Koefficienty použité pro výpočet šroubového spoje přední strany lžice

| $\mu$ | $k_F$ | $n_1$ | $\sigma_{kt}$ | $k_\sigma$ | $\beta_s$ | $f$  | $f_M$ |
|-------|-------|-------|---------------|------------|-----------|------|-------|
| 0,15  | 1,2   | 4     | 640           | 1,4        | 30°       | 0,15 | 0,2   |

$$F_T = \mu \cdot Q \quad (44)$$

$$Q = \frac{F_T \cdot k_F}{\mu} = \frac{42\,300 \cdot 1,2}{0,15} = 338\,400 \text{ N} \quad (45)$$

$$Q_{0-1} = \frac{Q}{n_1} = \frac{338\,400}{4} = 84\,600 \text{ N} \quad (46)$$

$$\sigma_{Q_0} = \frac{Q_{0-1} \cdot k_\sigma}{S_3} \leq \sigma_{kt} \quad (47)$$

$$S'_3 = \frac{\pi \cdot d_3'^2}{4} \quad (48)$$

$$d_3' \geq \sqrt{\frac{Q_{0-1} \cdot 4 \cdot k_\sigma}{\pi \cdot \sigma_{kt}}} \rightarrow d_3' \geq \sqrt{\frac{84\,600 \cdot 4 \cdot 1,4}{\pi \cdot 0,7 \cdot 640}} \rightarrow d_3' \geq 15,5061 \text{ mm} \quad (49)$$

volím závit M20  $\rightarrow d_3 = 16,933 \text{ mm}$

Tab. 4.: Rozměry metrického ISO závitu M20

| $d$ | $d_1$  | $d_2$  | $d_3$  | $P$ | $i$ |
|-----|--------|--------|--------|-----|-----|
| 20  | 17,294 | 18,376 | 16,933 | 2,5 | 1   |

$$\tan \gamma = \frac{i \cdot P}{\pi \cdot d_2} = \frac{1 \cdot 2,5}{\pi \cdot 18,376} = 0,0433 \rightarrow \gamma = 2,48^\circ \quad (50)$$

$$\tan \beta_n = \tan \beta_s \cdot \cos \gamma = \tan (30^\circ) \cdot \cos (2,48^\circ) \rightarrow \beta_n = 29,98^\circ \quad (51)$$

$$\tan \varphi' = f' = \frac{f}{\cos \beta_n} = \frac{0,15}{\cos (29,98^\circ)} \rightarrow \varphi' = 9,82^\circ \quad (52)$$

$$M_{kz} = Q_{01} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi' + \gamma) = 84\,600 \cdot \frac{18,376}{2} \cdot \tan(9,82^\circ + 2,48^\circ) \text{ Nmm} \quad (53)$$

$$M_{kz} = 169\,480 \text{ Nmm}$$

$$\rho_M = d_2 \cdot 0,75 = 18,376 \cdot 0,75 = 13,782 \text{ mm} \quad (54)$$

$$M_{tm} = Q_{0-1} \cdot \rho_M \cdot f_M = 84\,600 \cdot 13,782 \cdot 0,2 = 233\,191 \text{ Nmm} \quad (55)$$

$$M_{kk} = M_{kz} + M_{tm} = 169\,480 + 233\,191 = 402\,671 \text{ Nmm} \quad (56)$$

*Statická bezpečnost pro maximální redukované napětí:*

$$k_{stat} = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red}} \quad (57)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{Q_{0-1}}^2 + \alpha^2 \cdot \tau^2} \quad (58)$$

$$\sigma_{Q_{0-1}} = \frac{Q_{0-1}}{S_3} = \frac{Q_{0-1} \cdot 4}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{84\,600 \cdot 4}{\pi \cdot 16,933^2} = 375,68 \text{ Nmm}^{-2} \quad (59)$$

$$M_k = Q_{0-1} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = 84\,600 \cdot \frac{18,376}{2} \cdot \operatorname{tg}(2,48^\circ + 9,82^\circ) \text{ Nmm} \quad (60)$$

$$M_k = 169\,480 \text{ Nmm}$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} = \frac{\pi \cdot 16,933^3}{16} = 953,3 \text{ mm}^3 \quad (61)$$

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{169\,480}{953,3} = 177,78 \text{ Nmm}^{-2} \quad (62)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{375,68^2 + 3 \cdot 177,78^2} = 485,75 \text{ Nmm}^{-2} \quad (63)$$

$$k_{stat} = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red}} = \frac{640}{485,75} = 1,32 \quad (64)$$

Navržený šroubový spoj se skládá ze čtyř šroubů  $M20$  s hrubou roztečí  $P = 2,5 \text{ mm}$ , které jsou utaženy utahovacím momentem  $M_{kk} = 402\,671 \text{ Nmm}$ . Statická bezpečnost spoje dle hypotézy HMH je  $k_{stat} = 1,32$ . Rozměry závitů  $M20$  jsou vypsané v Tab. 4.

## 9.2 Břit pro hrnutí půdy

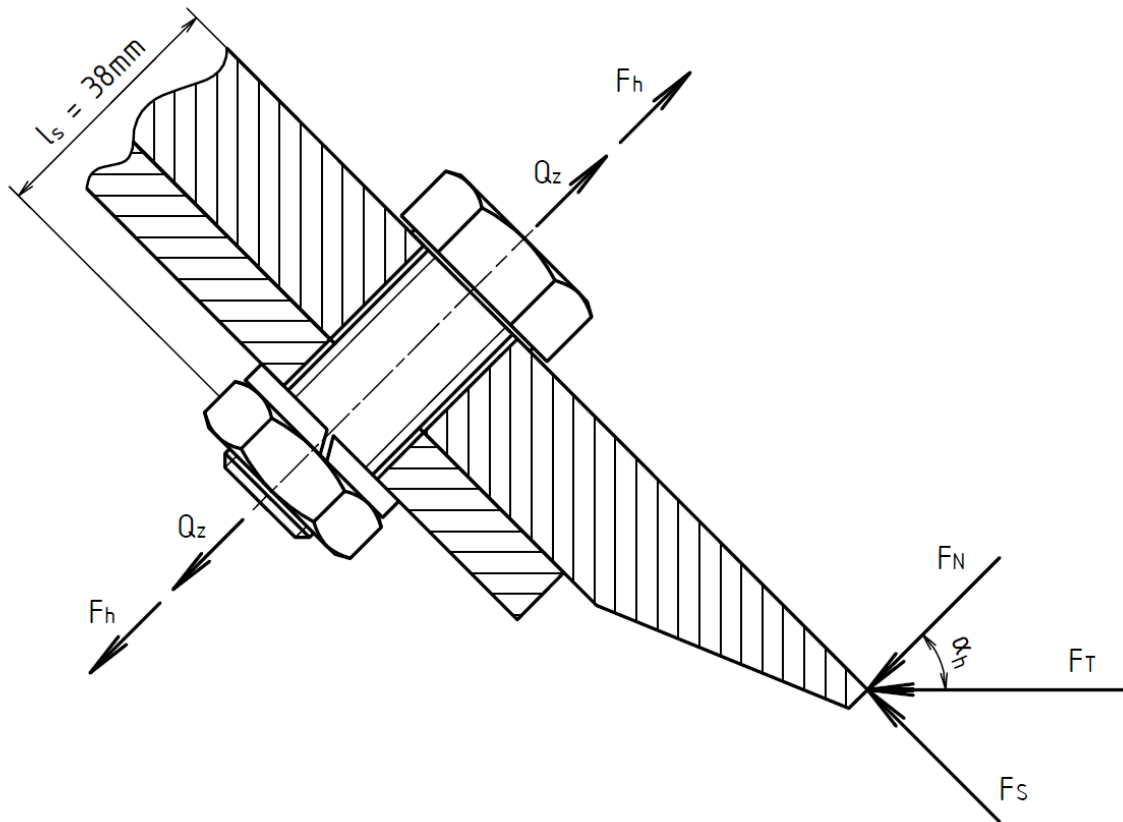
Druhý navrhovaný šroubový spoj musí snést síly vzniklé při využívání lžíce jako buldozeru. Břit bude pod určitým úhlem zabořen do zeminy a dopředným pohybem ji hrnout před sebou. Při tomto pohybu bude šroubový spoj zatěžován tahovou silou  $Q_z$ , která funguje na stejném principu jako v minulém případě, a to ze síly  $F_S$ , a míjivou silou  $F_h$ , která vzniká ze síly  $F_N$  přes klopný bod břitu.

Úhel  $\alpha_h = 45^\circ$  je mezním úhlem pro hrnutí, tj. úhel, při kterém bude dynamická složka namáhání nejmenší a statická složka namáhání největší, tedy statická bezpečnost bude nejnižší a dynamická nejvyšší. Tento úhel byl pro výpočet zvolen, protože síla  $F_S$  je na svém maximu, a proto bude utahovací moment největší. Na konci této kapitoly jsou uvedeny výsledky bezpečností a utahovacích momentů pro další úhly  $\alpha_h$ .



Pro snížení náročnosti údržby je zvykem používat na jednom nástroji jeden druh šroubů a jelikož je zřejmé, že tento šroubový spoj bude namáhán méně, počítám rovnou kontroly pro šroub  $M20$ , který jsem navrhl v minulé kapitole.

Schéma spoje je zobrazeno na Obr. 32, použité koeficienty vypsány v Tab. 5 a výpočty utahovacího momentu, statické a dynamické bezpečnosti v rovnicích (65)-(114).



*Obr. 32.: Schéma šroubového spoje břitu pro hnutí*

*Tab. 5.: Koeficienty použité pro výpočet šroubového spoje břitu pro hnutí*

| $\alpha_h$ | $n_2$ | $k_F$ | $f$  | $E$     | $D_D$ | $\beta_s$  | $\sigma_{kt}$ | $\sigma_{pt}$ | $\sigma_{c(-1)}$ | $\phi$ |
|------------|-------|-------|------|---------|-------|------------|---------------|---------------|------------------|--------|
| $45^\circ$ | 8     | 1,2   | 0,15 | 210 000 | 22    | $30^\circ$ | 640           | 800           | 245              | 5      |

$$F_N = F_T \cdot \cos \alpha_h = 42\,300 \cdot \cos 45^\circ = 29\,911 \text{ N} \quad (65)$$

$$F_S = F_T \cdot \sin \alpha_h = 42\,300 \cdot \sin 45^\circ = 29\,911 \text{ N} \quad (66)$$

$$F_h = \frac{F_N}{n_2} = \frac{29\,911}{8} = 3738,8 \text{ N} \quad (67)$$

$$Q_z = \frac{F_S \cdot k_F}{f \cdot n_2} = \frac{29\,911 \cdot 1,2}{0,15 \cdot 8} = 29\,911 \text{ N} \quad (68)$$

$$\frac{1}{C_s} = \frac{1}{E} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{S_i} = \frac{l_s}{E \cdot S_s} \quad (69)$$

$$S_s = \frac{\pi \cdot (d_3 \cdot 0,9)^2}{4} = \frac{\pi \cdot (16,933 \cdot 0,9)^2}{4} = 182,4 \text{ mm}^2 \quad (70)$$

$$C_s = \frac{E \cdot S_s}{l_s} = \frac{210\,000 \cdot 182,4}{38} = 1\,008\,000 \text{ Nmm}^{-1} \quad (71)$$

$$S_T = \frac{\pi \cdot (D_T^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (4 \cdot D_D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (4 \cdot 22^2 - 20^2)}{4} \text{ mm}^2 \quad (72)$$

$$S_T = 1206,4 \text{ mm}^2 \quad (73)$$

$$l_a \approx 0,1 \cdot l_s \quad (74)$$

$$l_b = l_s - 2 \cdot l_a \quad (75)$$

$$C_{Ta} = \frac{E \cdot S_T}{l_a} = \frac{210\,000 \cdot 1206,4}{0,1 \cdot 38} = 66\,669\,474 \text{ Nmm}^{-1} \quad (76)$$

$$C_{Tb} = \frac{E \cdot S_T}{l_b} = \frac{210\,000 \cdot 1206,4}{38 - 2 \cdot 0,1 \cdot 38} = 8\,333\,684 \text{ Nmm}^{-1} \quad (77)$$

$$\frac{1}{C_1} = \frac{1}{C_s} + 2 \cdot \frac{1}{C_{Ta}} \quad (78)$$

$$C_1 = \frac{C_s \cdot C_{Ta}}{C_{Ta} + 2 \cdot C_s} = \frac{1\,008\,000 \cdot 66\,669\,474}{66\,669\,474 + 2 \cdot 1\,008\,000} = 978\,414 \text{ Nmm}^{-1} \quad (79)$$

$$C_2 = C_{Tb} = 8\,333\,684 \text{ Nmm}^{-1} \quad (80)$$

$$Q_0 = Q_z + \frac{C_2}{C_1 + C_2} \cdot F_h = 29\,911 + \frac{8\,333\,684}{978\,414 + 8\,333\,684} \cdot 3738,8 \text{ N} \quad (81)$$

$$Q_0 = 33\,257 \text{ N} \quad (82)$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{i \cdot P}{\pi \cdot d_2} = \frac{1 \cdot 2,5}{\pi \cdot 18,376} = 0,0433 \rightarrow \gamma = 2,48^\circ \quad (83)$$

$$\operatorname{tg} \beta_n = \operatorname{tg} \beta_s \cdot \cos \gamma = \operatorname{tg} (30^\circ) \cdot \cos (2,48^\circ) \rightarrow \beta_n = 29,98^\circ \quad (84)$$

$$\operatorname{tg} \varphi' = f' = \frac{f}{\cos \beta_n} = \frac{0,15}{\cos (29,98^\circ)} \rightarrow \varphi' = 9,82^\circ \quad (85)$$

$$M_{kz} = Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi' + \gamma) = 33\,257 \cdot \frac{18,376}{2} \cdot \operatorname{tg}(9,82^\circ + 2,48^\circ) \text{ Nmm} \quad (86)$$

$$M_{kz} = 66\,624 \text{ Nmm} \quad (87)$$

$$\rho_M = d_2 \cdot 0,75 = 18,376 \cdot 0,75 = 13,782 \text{ mm} \quad (88)$$

$$M_{tm} = Q_0 \cdot \rho_M \cdot f_M = 33\,257 \cdot 13,782 \cdot 0,2 = 91\,670 \text{ Nmm} \quad (89)$$

$$M_{kk} = M_{kz} + M_{tm} = 66\,624 + 91\,670 = 158\,294 \text{ Nmm} \quad (90)$$

*Statická bezpečnost pro maximální redukované napětí:*

$$k_{stat} = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{redmax}} \quad (91)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{1max}^2 + \alpha^2 \cdot \tau^2} \quad (92)$$

$$Q_{1m} = Q_0 + \frac{1}{2} \cdot \frac{C_1}{C_1 + C_2} \cdot F_h \quad (93)$$

$$Q_{1m} = 33\,257 + \frac{1}{2} \cdot \frac{978\,414}{978\,414 + 8\,333\,684} \cdot 3738,8 = 33\,453,4 \text{ N} \quad (94)$$

$$Q_{1a} = \frac{1}{2} \cdot \frac{C_1}{C_1 + C_2} \cdot F_h = \frac{1}{2} \cdot \frac{978\,414}{978\,414 + 8\,333\,684} \cdot 3738,8 = 196,4 \text{ N} \quad (95)$$

$$\sigma_{1max} = \frac{Q_{1max}}{S_3} = \frac{4 \cdot (Q_{1m} + Q_{1a})}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot (33\,453,4 + 196,4)}{\pi \cdot 16,933^2} \text{ Nmm}^{-2} \quad (96)$$

$$\sigma_{1max} = 149,43 \text{ Nmm}^{-2} \quad (97)$$

$$M_k = Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot tg(\gamma + \varphi') = 33\,257 \cdot \frac{18,376}{2} \cdot tg(2,48^\circ + 9,82^\circ) \text{ Nmm} \quad (98)$$

$$M_k = 66\,624 \text{ Nmm} \quad (99)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} = \frac{\pi \cdot 16,933^3}{16} = 953,3 \text{ mm}^3 \quad (100)$$

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{66\,624}{953,3} = 69,89 \text{ Nmm}^{-2} \quad (101)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{1max}^2 + \alpha^2 \cdot \tau^2} = \sqrt{149,43^2 + 3 \cdot 69,89^2} = 192,3 \text{ Nmm}^{-2} \quad (102)$$

$$k_{stat} = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{redmax}} = \frac{640}{192,3} = 3,33 \quad (103)$$

*Dynamická bezpečnost pro provozní síly*

$$k_{dyn} = k_\sigma \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{1}{k_\tau}\right)^2} \quad (104)$$

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{c(-1)}^x - \psi_\sigma^x \cdot \sigma_{Q_0}}{\sigma_a + \psi_\sigma^x \cdot (\sigma_m - \sigma_{Q_0})} \quad (105)$$

$$\sigma_{c(-1)}^x = \frac{\sigma_{c(-1)}}{\phi} = \frac{245}{5} = 49 \text{ Nmm}^{-2} \quad (106)$$

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot \sigma_{pt} \cdot 10^{-4} = 0,02 + 2 \cdot 800 \cdot 10^{-4} = 0,18 \quad (107)$$

$$\psi_{\sigma}^x = \frac{\psi_{\sigma}}{\phi} = \frac{0,18}{5} = 0,036 \quad (108)$$

$$\sigma_{Q_0} = \frac{Q_0}{S_3} = \frac{4 \cdot Q_0}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 33\,257}{\pi \cdot 16,933^2} = 147,68 \text{ Nmm}^{-2} \quad (109)$$

$$\sigma_a = \frac{Q_{1a}}{S_3} = \frac{4 \cdot Q_{1a}}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 196,4}{\pi \cdot 16,933^2} = 0,87 \text{ Nmm}^{-2} \quad (110)$$

$$\sigma_m = \frac{Q_{1m}}{S_3} = \frac{4 \cdot Q_{1m}}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 33\,453,4}{\pi \cdot 16,933^2} = 148,55 \text{ Nmm}^{-2} \quad (111)$$

$$k_{\sigma} = \frac{49 - 0,036 \cdot 147,68}{0,87 + 0,036 \cdot (148,55 - 147,68)} = 48,47 \quad (112)$$

$$k_{\tau} = \frac{\tau_k}{\tau} = \frac{\sigma_{kt}}{\sqrt{3} \cdot \tau} = \frac{640}{\sqrt{3} \cdot 69,89} = 5,29 \quad (113)$$

$$k_{dyn} = k_{\sigma} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{1}{k_{\tau}}\right)^2} = 48,47 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{1}{5,29}\right)^2} = 47,6 \quad (114)$$

Navrhnutý šroubový spoj se skládá z osmi šroubů  $M20$ , které jsou utaženy utahovacím momentem  $M_{kk} = 158\,294 \text{ Nmm}$ . Bezpečnosti a utahovací momenty pro různé  $\alpha_h$  jsou uvedeny v Tab. 6.

*Tab. 6.: Tabulka bezpečností v závislosti na úhlu alfa*

| $\alpha_h$ | 0°     | 15°    | 30°     | 45°     |
|------------|--------|--------|---------|---------|
| $M_{kk}$   | 47 696 | 73 875 | 120 189 | 158 294 |
| $k_{stat}$ | 10,76  | 7,04   | 4,36    | 3,33    |
| $k_{dyn}$  | 37,03  | 37,54  | 40,2    | 47,6    |

### 9.3 Břit na urovnávání půdy

Třetí břit je namáhaný nejméně, ačkoliv je možné ho zatížit podobnými silami jako břity v předchozích příkladech, nemůže se tak stát v žádné z pracovních poloh. Z toho důvodu je tento břit velice pomalu opotřebováván. Proto volím břit přivařený. U přivařených břitů je z důvodu těsnosti a tuhosti zvykem svářet po celé délce, která je v tomto případě  $1880 \text{ mm}$ . Jelikož jsou očekávané tlaky v tomto svaru pouze v tisícovkách pascalů, není nutné jej kontrolovat.

## 10 Závěr

Cílem práce bylo vytvořit konstrukční návrh kombinované lžice pro kolový nakladač, jehož součástí je návrh profilu, silový rozbor, dimenzování čepových a šroubových spojů a výkres sestavy.

V úvodu práce byla provedena rešerše, která shrnuje rozsáhlou škálu využití kombinovaných lžic, jejich pracovní polohy a hlavní konkurenty na trhu.

V praktické části jsem na základě daných parametrů navrhl boční profil a ověřil objem lžice při jeho použití. Výsledný objem je  $V_{RZ} = 0,737 \text{ m}^3$ .

Profil jsem díky znalosti získané z rešeršní části rozdělil na část pevnou a část pohyblivou. Při tomto kroku byla uvažována kinematika stroje i nástroje, aby bylo možné zakomponovat připojovací mechanismus.

Dále jsem zvolil bod otáčení a navrhl umístění a rozsah spoje hydromotoru.

Z výsledného rozložení jsem vytvořil silovou analýzu, ze které jsem určil maximální sílu na hydromotor  $F_{Zmin} = 17 \text{ kN}$ . Na základě této síly jsem navrhl zbylé rozměry hydromotoru. Navržený hydromotor má průměr pístu  $d = 45 \text{ mm}$ , průměr pístnice  $d_p = 25 \text{ mm}$ , délku ve spodní úvrati  $330,2 \text{ mm}$ , v horní úvrati  $508 \text{ mm}$ , zdvih  $177,8 \text{ mm}$ , sílu při vysouvání  $F_V = 30,2 \text{ kN}$  a sílu při zasouvání  $F_Z = 20,9 \text{ kN}$ .

Síly generované hydromotorem jsem využil k dimenzování čepových spojů a jejich následné kontrole. Navržené čepy hydromotoru mají průměr  $d_{c1} = 35 \text{ mm}$  a vyhovují všem kontrolám. Navržený čep otvírání lžice má průměr  $d_{c2} = 50 \text{ mm}$  a také vyhovuje všem kontrolám.

Spoje jednotlivých břitů jsem navrhl na základě trakční síly stroje, pro který je nástroj navrhován. První břit je namáhán statickou osovou silou a navrhl jsem ho dělený, skládající se ze tří částí, z nichž každá je připojena pomocí čtyř šroubů  $M20$ . Druhý břit je namáhán statickou osovou silou a dynamickou silou míjivou. Navrhl jsem ho nedělený s osmi šrouby  $M20$ . Třetí břit je po celé délce přivařen.

Zde je důležité konstatovat, že se nejedná o finální konstrukci. Návrh musí projít kontrolou přes metodu konečných prvků, jež nepochybně ukáže místa, která musí být vyztužena. Dále musí konstruktér obeznámený s rozměry připojovacího mechanismu navrhnout polohu a kinematiku přípojných bodů. Musí proběhnout návrh krytí hydromotorů, aby při práci nedošlo k jejich znečištění, nebo dokonce poškození. Produktový manažer musí ověřit, že byly dodrženy všechny interní normy a postupy, vedoucí inženýr návrh zkontrolovat, vedoucí bezpečnosti ověřit, zda je možné navrženou lžicí bezpečně používat a technolog navrhnout postup výroby a svařování jednotlivých plechů. V neposlední řadě je pak vyroben prototyp, který podléhá náročnému testování s tenzometry a zkušenými operátory.

## POUŽITÁ LITERATURA

- [1] Multipurpose Buckets. In: *For Construction Pros* [online]. Ninmann, 2013 [cit. 2018-03-04]. Dostupné z: <https://www.forconstructionpros.com/equipment/attachments/article/11152239/get-more-value-from-skid-steer-loader-multipurpose-buckets>
- [2] Kombinovaná lopata. *KAME - VM, s.r.o* [online]. b.r. [cit. 2018-03-04]. Dostupné z: <http://www.kame-vm.cz/adaptery/nakladaci-lzice/kombinovana-lopata.htm>
- [3] When Digging Beats Scraping. *Forester Daily News* [online]. Bolton, 2000 [cit. 2018-03-04]. Dostupné z: <https://foresternetwork.com/daily/waste/landfill-management/when-digging-beats-scraping/>
- [4] Getting the Most Out of a 4 in 1 Bucket. *Midway Sales* [online]. Sydney: Midway Sales, 2017 [cit. 2018-03-04]. Dostupné z: <https://www.midwaysales.com.au/using-loader-4-in-1-bucket.html>
- [5] 4 in 1 buckets. In: *Balavto* [online]. Ajdovščina: Balavto, b.r. [cit. 2018-03-04]. Dostupné z: <http://www.balavto.com/sale-program/loader-attachements/4-in-1-bucket>
- [6] Combination Buckets for Loaders. In: *Bobcat* [online]. North Dakota: Bobcat, 2006 [cit. 2018-03-04]. Dostupné z: <https://www.bobcat.com/attachments/bucket-combination/features>
- [7] Caterpillar 906M, 907M, 908M Catalogue. *Caterpillar* [online]. Caterpillar, 2016 [cit. 2018-02-13]. Dostupné z: <https://s7d2.scene7.com/is/content/Caterpillar/C10863157>
- [8] Volvo L20H, L25H Brochure. *Volvo Construction Equipment* [online]. Volvo, 2017 [cit. 2018-03-04]. Dostupné z: [https://www.volvoce.com/-/media/volvoce/global/products/wheel-loaders/compact-wheel-loader/brochures/brochure\\_l20h\\_l25h\\_t4f\\_en\\_22\\_20054345\\_a.pdf](https://www.volvoce.com/-/media/volvoce/global/products/wheel-loaders/compact-wheel-loader/brochures/brochure_l20h_l25h_t4f_en_22_20054345_a.pdf)
- [9] Komatsu WA70-6 Brochure. *Komatsu Europe* [online]. Vilvoorde: Komatsu, 2010 [cit. 2018-02-13]. Dostupné z: <https://webassets.komatsu.eu/displayBrochure.ashx?id=75571>
- [10] Craig Multi-Purpose Bucket Brochure. *Craig Manufacturing* [online]. New Brunswick: Craig Manufacturing, 2018 [cit. 2018-02-13]. Dostupné z: <https://www.craigattachments.com/pdf/loader/loader-buckets/multi-purpose-bucket-brochure.pdf>
- [11] Výrobní katalog přímočarých hydromotorů. *Hydraulics s.r.o.* [online]. Slopné: Hydraulics, 2017 [cit. 2018-03-20]. Dostupné z: [http://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobní\\_katalog\\_cz2017.pdf](http://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobní_katalog_cz2017.pdf)
- [12] Spoje a spojovací součásti: Čepové spoje. *SPŠVOŠT Brno* [online]. Brno: Svobodová, 2012 [cit. 2018-03-13]. Dostupné z: [http://domes.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY\\_32\\_INOVACE\\_13-09.pdf](http://domes.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_13-09.pdf)
- [13] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. Technický průvodce. ISBN 80-030-0426-8.

- [14] SKF Rod Ends Catalogue. SKF [online]. SKF, 2011 [cit. 2018-05-07]. Dostupné z: [http://www.skf.com/binary/151-122020/6116\\_1-EN.pdf](http://www.skf.com/binary/151-122020/6116_1-EN.pdf)
- [15] 4in1 Bucket Installed. In: *TractorByNet* [online]. Dunn: Steve\_Carver, 2001 [cit. 2018-03-04]. Dostupné z: <http://www.tractorbynet.com/forums/attachments/2868-4in1-bucket-installed.html>
- [16] Multi-Purpose Bucket. In: *Craig Attachments* [online]. Ontario: Craig, 2016 [cit. 2018-03-04]. Dostupné z: <https://www.craigattachments.com/products/loader/loader-buckets/multi-purpose-bucket/>
- [17] Buckets - Compact Wheel Loader. In: *Caterpillar Inc.* [online]. Caterpillar, 2018 [cit. 2018-03-04]. Dostupné z: [https://www.cat.com/en\\_US/products/new/attachments/buckets-compact-wheel-loader/multi-purpose-buckets/1000027671.html](https://www.cat.com/en_US/products/new/attachments/buckets-compact-wheel-loader/multi-purpose-buckets/1000027671.html)
- [18] *Method for volumetric rating of loader and front loading excavator buckets used for earth-moving*. S.l.: BSI, 1983. ISBN 0 580 13488 1.
- [19] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 3., dopl. vyd., dot. Praha: Scientia, 1999. ISBN 80-7183-164-6.

## SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

|                           |                     |  |
|---------------------------|---------------------|--|
| $V_R$                     | $[m^3]$             | <i>objem lžíce</i>   |
| $A$                       | $[m^2]$             | <i>obsah profilu</i>   |
| $W$                       | $[m]$               | <i>šířka lžíce</i>   |
| $d$                       | $[m]$               | <i>příčný řez profilu</i>  |
| $V_{RN}$                  | $[m^3]$             | <i>objem návrhového profilu</i>                                    |
| $A_N$                     | $[m^2]$             | <i>obsah návrhového profilu</i>                                    |
| $d_N$                     | $[m]$               | <i>příčný řez návrhového profilu</i>                               |
| $V_{RZ}$                  | $[m^3]$             | <i>objem lžíce se zdokonaleným profilem</i>                        |
| $A_Z$                     | $[mm^2]$            | <i>obsah zdokonaleného profilu</i>                                 |
| $d_Z$                     | $[m]$               | <i>příčný řez zdokonaleného profilu</i>                            |
| $F_G$                     | $[N]$               | <i>gravitační síla od "haldy"</i>                                  |
| $V_h$                     | $[m^3]$             | <i>objem haldy</i>   |
| $\rho_j$                  | $[kg \cdot m^{-3}]$ | <i>hustota jílu</i>  |
| $m_l$                     | $[kg]$              | <i>očekávaná hmotnost pohyblivé části lžíce</i>                    |
| $g$                       | $[m \cdot s^{-2}]$  | <i>tíhové zrychlení</i>  |
| $x$                       | $[mm]$              | <i>vzdálenost mezi čepy hydromotoru</i>                            |
| $y$                       | $[mm]$              | <i>rameno síly hydromotoru</i>                                     |
| $z$                       | $[mm]$              | <i>rameno gravitační síly</i>                                      |
| $\beta$                   | $[^\circ]$          | <i>úhel mezi hydromotorem a pohyblivou částí lžíce</i>             |
| $\alpha$                  | $[^\circ]$          | <i>doplnění úhlu <math>\beta</math> do <math>90^\circ</math></i>   |
| $a$                       | $[mm]$              | <i>vzdálenost mezi čepy na pohyblivé části lžíce</i>               |
| $b$                       | $[mm]$              | <i>svislá vzdálenost mezi spodním čepem hydromotoru a čepem lž</i> |
| $c$                       | $[mm]$              | <i>vodorovná vzdálenost mezi čepem hydromotoru a čepem lžíce</i>   |
| $d$                       | $[mm]$              | <i>vzdálenost mezi čepem lžíce a těžištěm "haldy"</i>              |
| $\gamma$                  | $[^\circ]$          | <i>úhel mezi čepy hydromotoru</i>                                  |
| $l$                       | $[mm]$              | <i>přepona trojúhelníku <math>b</math> a <math>c</math></i>        |
| $\delta$                  | $[^\circ]$          | <i>úhel přeponou <math>l</math> a svislicí</i>                     |
| $\epsilon$                | $[^\circ]$          | <i>úhel mezi <math>d</math> a svislicí</i>                         |
| $\zeta$                   | $[^\circ]$          | <i>úhel mezi <math>a</math> a <math>d</math></i>                   |
| $F_{Zmin}$                | $[N]$               | <i>potřebná síla hydromotoru při zasouvání</i>                     |
| $F_V$                     | $[N]$               | <i>síla hydromotoru při vysouvání</i>                              |
| $F_Z$                     | $[N]$               | <i>síla hydromotoru při zasouvání</i>                              |
| $d_H$                     | $[mm]$              | <i>vnitřní průměr válce hydromotoru</i>                            |
| $d_{Hp}$                  | $[mm]$              | <i>průměr pístnice hydromotoru</i>                                 |
| $p_s$                     | $[MPa]$             | <i>hydraulický tlak stroje</i>                                     |
| $a_{\zeta}$ a $b_{\zeta}$ | $[mm]$              | <i>šířky prvků čepového spoje</i>                                  |
| $v$                       | $[mm]$              | <i>vůle čepového spoje</i>   |
| $a_{\zeta 1}$             | $[mm]$              | <i>šířka vidlice čepového spoje hydromotoru</i>                    |



|                        |                         |  |
|------------------------|-------------------------|--|
| $b_{\check{c}1}$       | [mm]                    | vnější průměr válce hydromotoru                  |
| $d_{\check{c}1}$       | [mm]                    | průměr čepu hydromotoru                          |
| $p_d$                  | [MPa]                   | dovolený tlak na otláčení                        |
| $\sigma_d$             | [N · mm <sup>-2</sup> ] | dovolené napětí při střídavém ohybu              |
| $\tau_d$               | [N · mm <sup>-2</sup> ] | dovolené napětí na střiž                         |
| $M_{O\check{c}1}$      | [N · mm]                | ohybový moment čepu hydromotoru                  |
| $W_{O\check{c}1}$      | [mm <sup>3</sup> ]      | modul průřezu v ohybu čepu hydromotoru           |
| $\sigma_{O\check{c}1}$ | [N · mm <sup>-2</sup> ] | ohybové napětí na čep hydromotoru                |
| $S_{\check{c}1}$       | [mm <sup>2</sup> ]      | průřez čepu hydromotoru                          |
| $R$                    | [N]                     | reakce ideálně tuhého tělesa na vysouvací sílu   |
| $F_{\check{c}2}$       | [N]                     | maximální síla na čep otvírání lžice             |
| $d_{\check{c}2}$       | [mm]                    | průměr čepu otvírání lžice                       |
| $b_{\check{c}2}$       | [mm]                    | šířka připojení pohyblivé části lžice            |
| $a_{\check{c}2}$       | [mm]                    | vidlice pevné části lžice pro čep otvírání lžice |
| $M_{O\check{c}2}$      | [N · mm]                | ohybový moment čepu otvírání lžice               |
| $W_{O\check{c}2}$      | [mm <sup>3</sup> ]      | modul průřezu v ohybu čepu otvírání lžice        |
| $\sigma_{O\check{c}2}$ | [N · mm <sup>-2</sup> ] | ohybové napětí na čep otvírání lžice             |
| $S_{\check{c}2}$       | [mm <sup>2</sup> ]      | průřez čepu otvírání lžice                       |
| $F_T$                  | [N]                     | trakční síla stroje                              |
| $Q_{0-1}$              | [N]                     | osová síla na šroubový spoj přední strany lžice  |
| $\mu$                  | [1]                     | součinitel tření mezi břitem a lžicí             |
| $k_F$                  | [1]                     | bezpečnost pro vnější sílu                       |
| $n_1$                  | [kus]                   | počet šroubů na děleném břitu                    |
| $\sigma_{kt}$          | [N · mm <sup>-2</sup> ] | mez kluzu šroubu 8.8                             |
| $k_\sigma$             | [1]                     | bezpečnost pro mez kluzu šroubu                  |
| $\beta_s$              | [°]                     | úhel profilu závitu                              |
| $f$                    | [1]                     | součinitel tření v závitu                        |
| $f_M$                  | [1]                     | součinitel tření mezi maticí a lžicí             |
| $Q$                    | [N]                     | celková osová síla                               |
| $S'_3$                 | [mm <sup>2</sup> ]      | návrhový průřez závitu                           |
| $d'_3$                 | [mm]                    | návrhový průměr závitu                           |
| $\sigma_{Q_0}$         | [N · mm <sup>-2</sup> ] | napětí v jádru šroubu                            |
| $d_3$                  | [mm]                    | průměr závitu                                    |
| $M_{kz}$               | [N · mm]                | moment v závitu                                  |
| $\rho_M$               | [mm]                    | poloměr pro výpočet momentu pod maticí           |
| $M_{tm}$               | [N · mm]                | moment pod maticí                                |
| $M_{kk}$               | [N · mm]                | utahovací moment                                 |
| $k_{stat}$             | [1]                     | statická bezpečnost                              |
| $\sigma_{red}$         | [N · mm <sup>-2</sup> ] | redukované napětí                                |
| $\alpha$               | [1]                     | součinitel napětí $\sigma$ a $\tau$              |
| $\tau$                 | [N · mm <sup>-2</sup> ] | napětí v krutu                                   |

|                    |                     |  |
|--------------------|---------------------|--|
| $M_k$              | $[N \cdot mm]$      | <i>moment při dosažení předpětí</i>                                |
| $W_k$              | $[mm^3]$            | <i>průřezový modul v krutu</i>                                     |
| $\alpha_h$         | $[^\circ]$          | <i>úhel pro hrnutí</i>   |
| $F_S$              | $[N]$               | <i>tečná složka trakční síly</i>                                   |
| $F_N$              | $[N]$               | <i>normálová složka trakční síly</i>                               |
| $F_h$              | $[N]$               | <i>míjivá síla vzniklá z <math>F_N</math></i>                      |
| $Q_z$              | $[N]$               | <i>osová síla vzniklá z <math>F_S</math></i>                       |
| $n_2$              | $[kus]$             | <i>počet šroubů břitu hrnutí</i>                                   |
| $E$                | $[N \cdot mm^{-2}]$ | <i>modul pružnosti šroubu</i>                                      |
| $D_D$              | $[mm]$              | <i>průměr díry pro šroub</i>                                       |
| $\sigma_{pt}$      | $[N \cdot mm^{-2}]$ | <i>mez pevnosti šroubu 8.8</i>                                     |
| $\sigma_{c(-1)}$   | $[N \cdot mm^{-2}]$ | <i>mez únavy pro souměrně střídavý cyklus šroubu 8.8</i>           |
| $\phi$             | $[1]$               | <i>celkový součinitel snížení meze únavy</i>                       |
| $S_s$              | $[mm^2]$            | <i>průřez šroubu</i>   |
| $C_s$              | $[N \cdot mm^{-1}]$ | <i>tuhost šroubu</i>   |
| $S_T$              | $[mm^2]$            | <i>průřez náhradní trubky</i>                                      |
| $l_s$              | $[mm]$              | <i>délka šroubového spoje</i>                                      |
| $l_a$              | $[mm]$              | <i>délka přitěžované části</i>                                     |
| $l_b$              | $[mm]$              | <i>délka odlehčované části</i>                                     |
| $C_{Ta}, C_{Tb}$   | $[N \cdot mm^{-1}]$ | <i>pomocné tuhosti</i>   |
| $C_1$              | $[N \cdot mm^{-1}]$ | <i>tuhost přitěžované části</i>                                    |
| $C_2$              | $[N \cdot mm^{-1}]$ | <i>tuhost odlehčované části</i>                                    |
| $Q_0$              | $[N]$               | <i>montážní předpětí</i>   |
| $Q_{1m}$           | $[N]$               | <i>střední síla</i>  |
| $Q_{1a}$           | $[N]$               | <i>amplituda síly</i>  |
| $\sigma_m$         | $[N \cdot mm^{-2}]$ | <i>napětí od střední síly</i>                                      |
| $\sigma_a$         | $[N \cdot mm^{-2}]$ | <i>napětí od amplitudy síly</i>                                    |
| $\psi_\sigma$      | $[1]$               | <i>součinitel vlivu <math>\sigma_m</math> na mez únavy</i>         |
| $\psi_\sigma^x$    | $[1]$               | <i>snížení součinitel vlivu <math>\sigma_m</math> na mez únavy</i> |
| $k_\tau$           | $[1]$               | <i>bezpečnost pro namáhání od krutu</i>                            |
| $k_\sigma$         | $[1]$               | <i>bezpečnost pro namáhání od napětí</i>                           |
| $\sigma_{c(-1)}^x$ | $[N \cdot mm^{-2}]$ | <i>snížená mez únavy</i>   |
| $k_{dyn}$          | $[1]$               | <i>dynamická bezpečnost</i>  |

## SEZNAM OBRÁZKŮ

|   |    |
|---|----|
| Obr. 1.: Funkce kombinované lžíce [15] .....                                | 3  |
| Obr. 2.: Vidle připojené na kombinovanou lžici [5] .....                    | 3  |
| Obr. 3.: Uzavřená poloha [16] .....   | 4  |
| Obr. 4.: Poloha pro hrnutí [5] .....  | 4  |
| Obr. 5.: Poloha pro zasypávání [1] .....                                    | 5  |
| Obr. 6.: Poloha pro drapání [6] .....                                       | 5  |
| Obr. 7.: Víceúčelová lžíce firmy Caterpillar [17] .....                     | 6  |
| Obr. 8.: Víceúčelová lžíce firmy Volvo [8] .....                            | 7  |
| Obr. 9.: Kombinovaná lžíce firmy Craig Manufacturing [16] .....             | 7  |
| Obr. 10.: Výňatek z ISO 7546:1983 [18] .....                                | 9  |
| Obr. 11.: První návrh bočního profilu .....                                 | 10 |
| Obr. 12.: Upravený návrh bočního profilu .....                              | 11 |
| Obr. 13.: Rozdělení profilu na základní části .....                         | 12 |
| Obr. 14.: Návrh úchytného bodu pro hydromotor a spoje profilů lžíce .....   | 13 |
| Obr. 15.: Návrh kinematiky lžíce a kontrola úhlu otevření .....             | 14 |
| Obr. 16.: Pevná část lžíce .....  | 15 |
| Obr. 17.: Pohyblivá část lžíce .....  | 15 |
| Obr. 18.: Boční profil „haldy“ .....  | 16 |
| Obr. 19.: 3D model „haldy“ se zkosením .....                                | 17 |
| Obr. 20.: Poloha těžiště „haldy“ jílu .....                                 | 17 |
| Obr. 21.: Kinematický rozbor .....  | 18 |
| Obr. 22.: Kinematický rozbor síly hydromotoru .....                         | 19 |
| Obr. 23.: Rameno hydromotoru v závislosti na jeho vysunutí .....            | 20 |
| Obr. 24.: Kinematický rozbor gravitační síly .....                          | 21 |
| Obr. 25.: Rameno gravitační síly v závislosti na vysunutí hydromotoru ..... | 22 |
| Obr. 26.: Závislost potřebné síly na vysunutí hydromotoru .....             | 23 |
| Obr. 27.: Schéma čepu hydromotoru .....                                     | 25 |
| Obr. 28.: Předpokládaný průběh momentu na čepech hydromotoru .....          | 26 |
| Obr. 29.: Schéma zatížení čepu otvírání lžíce .....                         | 28 |
| Obr. 30.: Schéma čepu otvírání lžíce .....                                  | 29 |
| Obr. 31.: Schéma šroubového spoje přední strany lžíce .....                 | 31 |
| Obr. 32.: Schéma šroubového spoje břitu pro hrnutí .....                    | 34 |

## SEZNAM TABULEK

|   |    |
|---|----|
| Tab. 1.: Konstrukční cíle.....  | 8  |
| Tab. 2.: Tabulka dovolených namáhání oceli ČSN 12 050 [19].....                     | 27 |
| Tab. 3.: Koeficienty použité pro výpočet šroubového spoje přední strany lžíce ..... | 32 |
| Tab. 4.: Rozměry metrického ISO závitu M20 .....                                    | 32 |
| Tab. 5.: Koeficienty použité pro výpočet šroubového spoje břitu pro hrnutí.....     | 34 |
| Tab. 6.: Tabulka bezpečností v závislosti na úhlu alfa .....                        | 37 |

## SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Výkres sestavy